



TUGAS AKHIR - TM 145648

RANCANG BANGUN MESIN PEMOTONG BOTOL KACA PERSEGI

NDARU SATRIYO UTOMO
NRP. 2114 039 017

ANISATUL ROSYIDAH
NRP. 2114 039 018

Dosen Pembimbing
Ir. SUHARIYANTO, MT.

Instruktur Pembimbing
JIWO MULYONO, S.Pd

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI ITS -
DISNAKERTRANS PROVINSI JAWA TIMUR
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
2017



TUGAS AKHIR - TM 145648

**RANCANG BANGUN MESIN PEMOTONG BOTOL KACA
PERSEGI**

**NDARU SATRIYO UTOMO
NRP. 2114 039 017**

**ANISATUL ROSYIDAH
NRP. 2114 039 018**

**Dosen Pembimbing I
Ir. SUHARIYANTO, MT.**

**Instruktur Pembimbing
JIWO Mulyono, S.Pd**

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI KERJASAMA
ITS-DISNAKERTRANSDUK JAWA TIMUR
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2017**



FINAL PROJECT - TM 145648

SQUARE GLASS BOTTLE CUTTING MACHINE

NDARU SATRIYO UTOMO
NRP. 2114 039 017

ANISATUL ROSYIDAH
NRP. 2114 039 018

Counsellor Lecturer I :
Ir. SUHARIYANTO, MT.

Counsellor Instructor :
JIWO MULYONO, S.Pd

DEPARTMENT OF MECHANICAL INDUSTRIAL ENGINEERING
ITS-DINAKERTRANSDUK EAST JAVA
Faculty of Vocational
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2017

**LEMBAR PENGESAHAN
TUGAS AKHIR**

**RANCANG BANGUN MESIN PEMOTONG BOTOL
KACA PERSEGI**

Diajukan Guna Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Ahli Madya
Pada Bidang Studi Elemen Mesin
Program Studi D-3 TEKNIK MESIN
DISNAKERTRANSDUK-ITS
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

Ndaru Satriyo Utomo

NRP. 2114039017

Anisatul Rosyidah

NRP. 2114039018

Disetujui oleh Pembimbing Tugas Akhir:



Instruktur Pembimbing

Jiwo Mulyono S.Pd
NIP. 196105111982031007

RANCANG BANGUN MESIN PEMOTONG BOTOL KACA PERSEGI

Nama Mahasiswa : 1. Ndaru Satriyo Utomo
2. Anisatul Rosyidah
NRP : 1. 2114039017
2. 2114039018
Jurusan : D-3 Teknik Mesin Disnaker
Disnakertransduk-ITS
Dosen Pembimbing : Ir. Suhariyanto, MT
Instruktur Pembimbing : Jiwo Mulyono, S.Pd

Abstrak

Botol kaca merupakan material yang sangat getas, hal inilah yang menyebabkan proses pemesinan botol kaca sangat terbatas sehingga banyak limbah botol kaca yang terbuang sia-sia. Padahal jika diproses lebih jauh (recycle), limbah botol kaca tersebut dapat menjadi barang yang memiliki nilai tambah dan dapat diperjualbelikan seperti lampu hias, asbak, media tanam hidroponik, dll. Tetapi sebelum diproses lebih jauh, botol kaca tersebut harus dipotong terlebih dahulu. Berdasarkan fakta di atas, dirancanglah mesin pemotong botol kaca persegi.

Mesin pemotong botol kaca sudah banyak dibuat, namun mesin-mesin terdahulu hanya mampu memotong botol kaca yang berbentuk silindris, untuk memotong botol dengan berbagai bentuk, mesin terdahulu tidak bisa karena mesin terdahulu menggunakan metode pemotongan seperti mesin bubut yaitu benda kerja yang berputar lalu digoreskan dengan pisau potong, berbeda dengan Mesin Pemotong botol kaca persegi yang menggunakan metode pemotongan seperti Gerinda Potong yaitu benda kerja diarahkan menuju pisau potong yang berputar.

Sebelum dilakukan perancangan, terlebih dahulu dilakukan observasi mengenai jenis dan ukuran botol serta jenis-jenis mata potong untuk kaca. Selain itu, dilakukan studi literatur mengenai elemen mesin yang dibutuhkan untuk merancang alat ini. Setelah diketahui elemen mesin yang akan digunakan, alat yang akan dirancang digambar terlebih dahulu sehingga dimensi alat dapat diketahui. Percobaan alat dilakukan setelah perancangan. Jika alat

masih belum bekerja secara optimal akan dilakukan perencanaan kembali.

Dari perencanaan dan pendekatan perhitungan yang dilakukan diperoleh gaya pemotongan sebesar 5 kgf, dengan putaran perencanaan 1430 rpm dihasilkan daya motor sebesar 326,3 W sehingga digunakan motor dengan daya 0,5 HP, menggunakan sistem transmisi belt dan pulley dengan perbandingan pulley 1:1 diameter pulley 3,5 in dan belt yang digunakan adalah belt dengan tipe A dengan panjang belt 2000 mm Setelah dilakukan percobaan menggunakan dua botol yang berbeda dimensi keliling, menghasilkan Untuk botol kaca dengan keliling 360 mm membutuhkan waktu 62 detik, sehingga mesin dapat satu jam 58 botol. Untuk botol kaca dengan keliling 280 mm membutuhkan waktu 55 detik, sehingga mesin dapat satu jam 65 botol.

Kata kunci: *botol kaca persegi, getas, limbah kaca, daur ulang, hiasan, mesin pemotong botol kaca persegi.*

SQUARE GLASS BOTTLE CUTTING MACHINE

Name of Student : 1. Ndaru Satriyo Utomo
2. Anisatul Rosyidah
NRP : 1. 2114039017
2. 2114039018
Department : D-3 Teknik Mesin Disnaker
Disnakertransduk-ITS
Counsellor Lecturer : Ir. Suhariyanto, MT
Counsellor Instructor : Jiwo Mulyono, S.Pd

Abstract

Glass bottle is a very brittle material, this causes the process of machining glass bottles is very limited so much waste glass bottles are wasted. But if processed further (recycle) waste, glass bottles can be goods that have added value and can be sold as lamps, ashtrays, hydroponic growing media, etc. Teteapi before it is processed further, the glass bottles should be cut first. Based on the above facts, the surveyors laid out square glass bottle mowers.

Cutting machine of glass bottles has been made, but the earlier machines only able to cut glass cylindrical bottles, to cut the bottle with various forms, the earlier machines could not because of earlier engine using methods such as cutting lathe that is rotating the workpiece and then scratch it with a knife cut, unlike the rectangular glass bottle cutting machines that use methods such as cutting Grinding pieces of the workpiece that is diverted to the cut the blade turning.

Before the redesign, the first conducted the observation regarding the types and sizes of bottles as well as other types of eye piece for glass. In addition, conducted a study of literature regarding the elements needed to design machine tools. After the unknown elements of the machine that will be used, the tool will be designed to be rendered in advance so that the dimensions of the tool. Trial design tool done after. If the appliance is still not working optimally planning will be done again.

From the planning and approach the calculation done by 5 cutting style acquired kgf, with rounds of planning 1430 rpm generated motor power of 326.3 W so used motor with power 0.5 HP, using the belt and pulley transmission system with 1:1 diameter pulley pulley comparison 3.5 in. belt is the belt with A belt with a length of 2000 mm, after an experiment using two different bottle dimension travelling To produce glass bottles, with a circumference of 360 mm took 62 seconds, so the machine can be one hour 58 bottle. For glass bottles with a circumference of 280 mm takes 55 seconds, so the machine can be one hour 65 bottles.

Keywords : *Square glass bottle, brittle, glass waste, recycle, ornament, square glass bottle cutting machine.*

KATA PENGANTAR

Puji Syukur diucapkan kepada Allah SWT, yang telah memberi kesehatan, kelancaran dan kemudahan hingga tersusunnya laporan tugas akhir ini. Shalawat serta salam juga dihaturkan kepada Nabi Muhammad SAW. Laporan tugas akhir yang berjudul **“Rancang Bangun Mesin Pemotong Kaca Persegi”** ini disusun untuk memenuhi syarat kelulusan di Program Studi D3 Teknik Mesin Produksi Kerjasama ITS-DISNAKERTRANSDUK.

Banyak pihak yang telah membantu penulis dalam pengerjaan alat maupun laporan tugas akhir ini, maka dari itu dengan segala kerendahan hati diucapkan terimakasih kepada:

1. Bapak **Ir. Suhariyanto, MT** selaku dosen pembimbing yang telah memberikan nasihat, bimbingan dan pengetahuan hingga tersusunnya buku tugas akhir ini.
2. Bapak **Jiwo Mulyono, S.Pd** selaku instruktur pembimbing yang telah memberikan nasihat, bimbingan dan pengetahuan hingga tersusunnya buku tugas akhir ini.
3. Bapak **Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT** selaku ketua Departemen Teknik Mesin Industri.
4. Bapak **Ir. Suhariyanto, MT** selaku koordinator tugas akhir Departemen Teknik Mesin Industri.
5. Seluruh tim dosen penguji yang berkenan untuk menguji, memberi kritik dan saran yang membangun untuk memperbaiki tugas akhir ini.
6. Seluruh bapak ibu dosen yang telah memberikan ilmu pengetahuannya kepada seluruh mahasiswa di Departemen Teknik Mesin Industri.
7. Instruktur UPT-PK BLKIP Surabaya, Bapak **R Soewandi B.E**, alm. Bapak **Priyo B J, ST**, serta segenap bapak instruktur kami di bengkel las.
8. Orang tua kami yang selalu memberikan dukungan penuh baik moriil maupun materiil.
9. Rekan-rekan seperjuangan MESIN DISNAKER angkatan 2014.
10. Semua pihak yang tak bisa saya sebut namanya yang telah membantu saya selama proses dalam menjalani perkuliahan

di D3 Teknik Mesin Produksi Kerjasama ITS-
DISNAKERTRANSDUK.

Laporan tugas akhir ini tentunya masih memiliki banyak kekurangan baik dari segi isi maupun tata Bahasa. Maka dari itu, diharapkan kritik dan saran yang membangun untuk menyempurnakan penyusunan laporan tugas akhir ini.

Akhir kata, diharapkan laporan tugas akhir ini dapat memberikan manfaat bagi pembaca.

Surabaya, 17 Juli 2017

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN	iii
ABSTRAK	iv
ABSTRACT	vi
KATA PENGANTAR	viii
DAFTAR ISI	x
DAFTAR GAMBAR	xiii
DAFTAR TABEL	xv
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	2
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Batasan Masalah	3
1.4 Tujuan Perancangan	3
1.5 Manfaat Perancangan	4
1.6 Sistematika Penulisan	4
BAB II DASAR TEORI	6
2.1 Botol Kaca	6
2.1.1 Pengertian Kaca dan Beberapa Contoh Botol Kaca	6
2.1.2 Sejarah Botol Kaca	8
2.1.3 Cara Pemotongan Botol Kaca Secara Manual dan Mesin Pemotong Botol Kaca Yang Sudah Ada Sebelumnya	9
2.2 Perencanaan Gaya, Torsi dan Daya	11
2.2.1 Torsi	12
2.2.2 Daya	12
2.3 Perencanaan Belt dan pulley	12
2.3.1 menghitung diameter pulley yang digunakan	13
2.3.2 perencanaan daya	14
2.3.3 perencanaan pemilihan tipe belt	17
2.3.4 pemilihan dan perhitungan diameter puli	18
2.3.5 Perencanaan panjang Belt	19
2.3.6 Kecepatan keliling belt	19

2.3.7 perhitungan gaya pada belt	20
2.3.8 Sudut kontak	21
2.3.9 Tegangan Maksimum belt	21
2.3.10 Prediksi Umur Belt	23
2.4 Perencanaan Poros	23
2.4.1 Hal-hal Penting dalam Perencanaan Poros	24
2.4.2 Bahan poros	25
2.4.3 Bidang vertical dan horizontal.....	25
2.4.4 menghitung diameter poros	26
2.4.5 Poros dengan Beban Puntir	26
2.4.6 Poros dengan Beban Momen Bending dan Momen Puntir yang Konstan	27
2.5 Perencanaan pasak.....	27
2.5.1 Klasifikasi Pasak.....	28
2.5.2 Tinjauan terhadap Tegangan geser.....	29
2.5.3 Tinjauan terhadap Tegangan kompresi	30
2.6 Perencanaan Bearing.....	31
2.6.1 Klasifikasi Bearing	32
2.6.2 Pemilihan Bearing	33
2.6.3 Gesekan pada Rolling Bearing.....	34
2.6.4 Prediksi Umur Bearing.....	34
BAB III METODOLOGI	37
3.1 Diagram Alir Proses Pembuatan Mesin Pemotong Botol	37
3.2 Tahapan Proses Pembuatan Mesin Pemotong Botol	38
3.3 Mekanisme Kerja Mesin Pemotong Botol.....	41
BAB IV PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN	42
4.1 Analisis Gaya.....	43
4.2 Perhitungan Daya.....	41
4.3 Perencanaan <i>Belt</i> dan <i>Pulley</i>	44
4.3.1 Menghitung Daya perencanaan (Pd) dan Torsi Perencanaan (Td).....	44
4.3.2 Pemilihan Tipe Belt	45
4.3.3 Menghitung Diameter <i>Pulley</i> yang Digerakkan.....	47

4.3.4 Kecepatan Keliling Belt.....	48
4.3.5 Panjang Belt (L)	48
4.3.6 Pengecekan Jarak Antar Poros (C).....	49
4.3.7 Perhitungan Gaya pada belt.....	49
4.3.8 Pengecekan Jumlah Belt.....	50
4.3.9 Tegangan Maksimum pada <i>Belt</i>	52
4.3.10 Perhitungan Umur <i>Belt</i>	53
4.4 Perencanaan Poros.....	54
4.4.1 Jenis Bahan Poros yang Digunakan.....	54
4.4.2 Perhitungan Gaya dan Momen yang terjadi pada poros....	54
4.4.3 Perhitungan Diameter Poros.....	63
4.5 Perencanaan Pasak.....	64
4.5.1 Gaya yang Terjadi pada Pasak	65
4.5.2 Tinjauan Terhadap Tegangan Geser	65
4.5.3 Tinjauan Terhadap Tegangan Kompresi	66
4.6 Perhitungan Bearing.....	67
4.6.1 Perhitungan Beban Radial pada Bearing.....	68
4.6.1.1 Beban Radial pada Bearing A.....	68
4.6.1.2 Beban Radial pada Bearing C	69
4.6.2 Beban Equivalen pada Bearing A	69
4.6.3 Beban Equivalen pada Bearing C.....	70
4.6.4 Umur Bearing A.....	70
4.6.5 Umur Bearing C.....	71
4.7 Pengujian mesin	72
4.7.1 Mesin Pemotong Botol Kaca Persegi.....	72
4.7.2 Prosedur Pengujian	72
4.7.3 Hasil Pengujian Mesin	73
4.7.4 Hasil Pemotongan.....	75
BAB V PENUTUP	76
5.1 Kesimpulan.....	76
5.2 Saran.....	77
DAFTAR PUSTAKA	78
LAMPIRAN	

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Botol untuk zat cair	7
Gambar 2.2	Botol untuk zat padatan	7
Gambar 2.3	Botol untuk zat gas.....	8
Gambar 2.4(a)	Penggoresan botol kaca	9
Gambar 2.4(b)	Pemanasan botol kaca	9
Gambar 2.4(c)	Hasil pemotongan.....	9
Gambar 2.5	Mesin pemotong botol kaca dengan mekanisme Engine Lathe posisi horisontal	10
Gambar 2.6(a)	Mesin pemotong botol kaca dengan mekanisme Engine Lathe posisi vertikal	10
Gambar 2.6(b)	Hasil potongannya.....	10
Gambar 2.7	Mesin pemotong botol kaca silinder posisi horizontal untuk hiasan.....	11
Gambar 2.8	V-belt.....	12
Gambar 2.9	Konstruksi dan dimensi <i>V-Belt</i>	13
Gambar 2.10	Bentuk roda <i>pulley</i> untuk <i>v-belt</i>	13
Gambar 2.11	Transmisi Belt dan Pulley	14
Gambar 2.12	Diagram pemilihan V-belt.....	17
Gambar 2.13	Macam-macam pasak.....	29
Gambar 2.14	Dimensi Pasak.....	29
Gambar 2.15	Gaya yang terjadi pada pasak.....	29
Gambar 2.16	Bantalan (bearing) dan arah bebannya	31
Gambar 2.17	Bantalan luncur (journal bearing)	32
Gambar 2.18	Bantalan gelinding (rolling bearing)	32
Gambar 3.1	Flow Chart Metodologi Perencanaan	37
Gambar 3.2	Desain alat.....	39
Gambar 3.3	Diagram alur proses pemotongan botol	41
Gambar 4.1	Gaya penggerindaan	42
Gambar 4.2	Diagram pemilihan V-belt.....	46
Gambar 4.3	Dimensi V-belt.....	46
Gambar 4.4	Perencanaan sistem transmisi belt dan pulley.....	47
Gambar 4.5	Diagram Benda Bebas Poros.....	55
Gambar 4.6	Diagram Momen bending Poros.....	62

Gambar 4.7	Dimensi Pasak.....	65
Gambar 4.8	Luasan untuk tegangan geser	66
Gambar 4.9	Luasan untuk tegangan kompresi.....	67
Gambar 4.10	Mesin Pemotong Botol Kaca Persegi.....	72
Gambar 4.11	Hasil Pemotongan dari Mesin Pemotong Botol Kaca Persegi	75

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Faktor koreksi Belt	15
Tabel 2.2	Dimensi V-belt.....	18
Tabel 2.3	Diameter Pule yang kecil.....	19
Tabel 2.4	Koefisien gesek (f) antara belt dan pulley	20
Tabel 2.5	Sudut kontak dan panjang belt	21
Tabel 2.6	Dimensi dan Bahan Untuk Belt	22
Tabel 2.7	Baja Paduan untuk Poros	25
Tabel 2.8	Harga rata-rata koefisien gesek bantalan	34
Tabel 2.9	Ball bearing service factors, Fs	36
Tabel 4.1	Data pengujian gaya	43
Tabel 4.2	Percobaan menggunakan botol dengan keliling 360 mm.....	73
Tabel 4.3	Percobaan menggunakan botol dengan keliling 280 mm.....	74

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Glass atau kaca adalah zat padat amorf terbentuk sewaktu transformasi dari cair menjadi Kristal. Titik transisi termodinamika yang disebut titik transisi gelas memisahkan gelas dari cairan dingin lanjut. (Surdia, T, 1999) Kaca memiliki spesifikasi dan bentuk yang bervariasi sesuai kegunaannya.

Kaca banyak digunakan dalam kehidupan sehari-hari terutama untuk peralatan rumah tangga seperti botol akan tetapi proses fabrikasi kaca sangat terbatas, terutama untuk proses-proses manufakturing seperti proses permesinan hal ini dikarenakan sifat kaca yang getas yang menjadi penyebabnya. Selama ini proses untuk manufaktur kaca menggunakan proses chemical etching, namun prosesnya berlangsung cukup lama dan zat kimia yang digunakan perlu penanganan yang khusus agar tidak mencemari lingkungan ketika dibuang. Sehingga butuh biaya lebih untuk hal tersebut. Belum lagi bahaya laten yang ditimbulkan oleh zat kimia tersebut bagi kesehatan operator (Kauppinen, 2002).

Benda dari kaca yang sering menjadi limbah adalah botol kaca. Padahal jika dilakukan daur ulang, limbah botol kaca tersebut akan menjadi benda seni yang memiliki nilai tambah dan dapat diperjualbelikan seperti lampu hias, asbak, media tanam hidroponik, dll. Jarangnya proses daur ulang botol kaca ini dikarenakan sifat mampu mesin (*machinability*) botol kaca sangat rendah karena sifat botol kaca yang sangat getas.

Pernah diciptakan metode pemotong botol kaca dengan metode proses bubut, tetapi mesin tersebut terlalu berat dan dimensinya terlalu besar jika hanya digunakan untuk memotong botol kaca. Lalu dari mesin tersebut coba dikembangkan dengan mengganti posisi botol menjadi vertikal, tetapi pencekamnya tidak dapat mengikuti ukuran botol/ tidak *adjustable* sehingga pencekamannya kurang baik yang mengakibatkan hasil potongan

kasar dan tidak rata. Lalu dari kedua alat yang sudah ada dikembangkan lagi dengan penambahan *v-groove* harapannya botol silinder dapat ditopang sehingga pemotongannya rata. Namun dari alat pemotong botol diatas hanya fokus pada botol berbentuk silinder, tidak cocok jika digunakan untuk pemotongan botol berbentuk kotak karena ketiga alat tersebut menggunakan prinsip mesin bubut yang dikhususkan untuk benda berbentuk silinder.

Berdasarkan hal tersebut, akan dirancang dan diwujudkan sebuah alat pemotong botol kaca persegi menggunakan sistem *Automatic Wet Saw*. Perancangan ini diharapkan mampu meningkatkan nilai tambah dari sebuah botol kaca bekas terlebih untuk botol kaca persegi.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan uraian latar belakang diatas, penulis merumuskan permasalahan yang dibahas dalam perancangan ini adalah

1. Berapakah gaya dan daya untuk memotong botol kaca persegi ?
2. Berapakah diameter pulley, tipe belt, panjang belt dan prediksi umur belt yang dibutuhkan untuk memotong botol kaca persegi?
3. Berapa diameter poros dan bahan apa yang digunakan poros ?
4. Berapa dimensi pasak dan bahan apa yang digunakan pasak?
5. Apa tipe *bearing* yang dibutuhkan dan berapa prediksi umur bantalan A dan C yang digunakan untuk memotong botol kaca persegi?
6. Bagaimana hasil pengujian mesin tersebut?

1.3 Batasan Masalah

Agar penelitian ini dapat mencapai tujuan yang diinginkan, maka batasan masalah yang diberikan adalah sebagai berikut :

1. Kekuatan rangka mesin (sambungan las) diasumsikan aman.
2. Material yang dipakai pada mesin tidak dilakukan percobaan (tes bahan) tetapi diambil dari literatur yang telah ada.
3. Perpindahan panas pada sistem tidak dibahas.
4. *Powerscrew* dianggap aman karena hanya berfungsi sebagai media pengantar benda kerja menuju pisau potong.
5. Botol yang dapat dipotong pada alat ini adalah botol kaca persegi dengan tinggi badan botol maksimal 90mm dan panjang maksimal botol adalah 330 mm.
6. Botol kaca yang digunakan pada percobaan yang dilakukan selama penelitian ini adalah botol kaca dengan diameter mulut botol 20 mm, tinggi dan lebar badan botol 90 mm, tebal botol 3 mm dan panjang 300 mm.
7. Pisau potong yang digunakan adalah *Diamond Wheel Tools* atau *Gem Blade* dengan dimensi Ø12in.

1.4 Tujuan Perancangan

Adapun tujuan yang ingin diperoleh penulis dalam melakukan penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Untuk mendapatkan hasil perhitungan gaya dan daya untuk memotong botol kaca persegi.
2. Untuk mendapatkan hasil perhitungan diameter pulley, tipe belt, panjang belt dan prediksi umur belt yang dibutuhkan untuk memotong botol kaca persegi.
3. Untuk mendapatkan hasil perhitungan diameter dan bahan poros yang dibutuhkan untuk memotong botol kaca persegi.

4. Untuk mendapatkan hasil perencanaan perhitungan dimensi dan bahan pasak yang dibutuhkan untuk memotong botol kaca persegi.
5. Untuk mendapatkan tipe *bearing* yang dibutuhkan dan berapa prediksi umur bantalan A dan C yang digunakan untuk memotong botol kaca persegi.

1.5 Manfaat Perancangan

Manfaat yang dihasilkan dalam penelitian ini, yaitu:

1. Dapat merancang dan mewujudkan mesin pemotong botol kaca persegi.
2. Mengurangi pemakaian zat kimia berbahaya yang selama ini dipakai dalam fabrikasi pengolahan botol kaca
3. Memberi nilai tambah pada botol kaca bekas dari semula hanya sampah menjadi benda yang dapat diperjualbelikan

1.6 Sistematika Penulisan

Penulisan disusun dalam lima bab yaitu pendahuluan, dasar teori, metodologi penelitian, analisa data dan pembahasan, serta kesimpulan. Adapun perinciannya adalah sebagai berikut :

BAB 1 PENDAHULUAN

Pada bab pendahuluan dijelaskan tentang latar belakang penelitian, perumusan masalah, pembatasan masalah serta tujuan dan manfaat penelitian.

BAB 2 DASAR TEORI

Pada bab dasar teori dijelaskan tentang landasan teori dan hasil penelitian sebelumnya

BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN

Pada bab metodologi penelitian dijelaskan tentang spesifikasi peralatan yang akan dipakai dalam pengujian, cara pengujian, dan data yang diambil.

BAB 4 ANALISA DAN PEMBAHASAN

Pada bab hasil dan pembahasan akan dijelaskan tentang perhitungan perencanaan mesin potong botol dan analisis dari data yang didapat dari hasil penelitian.

BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN

Pada bab lima peneliti menarik kesimpulan dari hasil perencanaan yang telah di analisa beserta dengan saran untuk penelitian berikutnya

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB II

DASAR TEORI

Dalam bab ini akan dibahas mengenai informasi tentang teori-teori dasar, rumusan dan konsep yang mendukung perencanaan alat ini, yang nantinya digunakan sebagai pedoman dalam perhitungan dan perencanaan alat ini yaitu meliputi perencanaan elemen mesin, kapasitas mesin, dan daya pemotongan yang digunakan serta pembahasan bahan botol kaca yang digunakan.

2.1 Botol Kaca

2.1.1 Pengertian Kaca dan Beberapa Contoh Botol Kaca

Kaca adalah zat padat amorf terbentuk sewaktu transformasi dari cair menjadi kristal. Titik transisi termodinamika yang disebut transisi kaca memisahkan dari cairan dingin lanjut. Komposisi kimia rata-rata pada bahan kaca adalah SiO_2 , Na_2O , CaO , Al_2O_3 , Fe_2O_3 , MgO , SO_3 . (*Surdia, T. 1999*). Bahan-bahan tersebut dicampur dan mengalami proses peleburan dengan $T = 2000^\circ\text{C}$, kemudian proses yang terakhir adalah proses pembentukan wadah botol kaca sehingga menjadi botol kaca yang digunakan untuk wadah oleh masyarakat saat ini. (www.kompasiana.com)

Contoh botol kaca dan jenis-jenisnya :

1. Botol untuk zat cair

Jenis botol diatas biasanya digunakan sebagai wadah zat cair karena bentuk dari diameter badan botol lebih besar dari ujung/mulut botol untuk memudahkan keluarnya cairan

dari dalam botol. Contoh penggunaannya adalah untuk minuman beralkohol, minuman berkarbonasi, sirup, kecap, saus dsb.



Gambar 2.1 Botol untuk zat cair

Sumber : Penulis, 2017

2. Botol untuk zat padatan



Gambar 2.2 Botol untuk zat padatan

Sumber : tsffarmasiunsoed2012.wordpress.com

Botol kaca jenis ini biasanya digunakan untuk produk padatan. Diameter kemasan gelas dibuat lebih kurang sama antara atas dan bawahnya dengan tujuan agar memudahkan dalam pengambilan produk di dalam kemasan. Contoh penggunaannya adalah untuk pelembab, selai kacang, mentega, dsb.

3. Botol untuk zat gas



Gambar 2.3 Botol untuk zat gas

Sumber: opinimarjinal.blogdetik.com

Jenis botol diatas biasanya digunakan untuk produk berupa parfum atau bahan yang mengandung gas. Botol untuk zat gas ini memiliki bentuk yang lebih bermacam-macam agar lebih menarik untuk pembeli.

2.1.2 Sejarah Botol Kaca

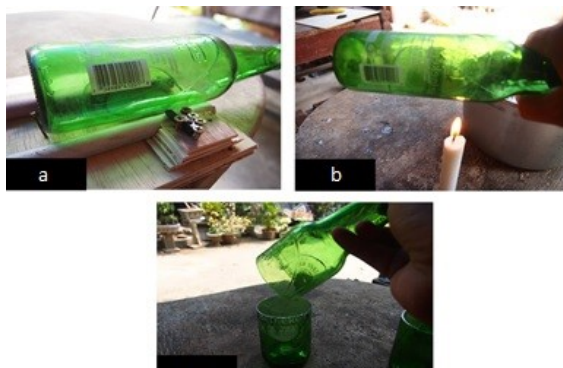
Industri kaca lahir pada tahun 1600-an ditandai dengan dibangunnya tungku peleburan kaca di pemukiman Jamestown, negara bagian Virginia, Amerika Serikat. Pada awalnya botol kaca memiliki harga yang mahal karena proses peniupan kacanya maasih dilakukan oleh manusia, hingga pada tahun 1903 ditemukan mesin peniup botol kaca. Mesin peniup kaca ini memungkinkan untuk memproduksi botol kaca secara massal hingga 1 juta botol setiap harinya. Selain itu, mesin peniup kaca ini memungkinkan untuk memproduksi botol dengan berbagai

spesifikasi baik dari bentuk, ketinggian, berat, dan kapasitas.
(www.ebottles.com)

2.1.3 Cara pemotongan botol kaca secara manual dan mesin pemotong botol kaca yang sudah ada sebelumnya

Berikut ini akan dibahas tentang cara pemotongan botol kaca secara manual dan mesin pemotong botol kaca yang telah dibuat sebelumnya. Cara manual pada proses pemotongan botol sangat sederhana, sebagian besar hanya menggunakan tenaga manusia untuk memutar botol kaca.

Berbagai pembaruan pada mesin pemotong botol kaca telah dilakukan, dengan cara menambahkan berbagai komponen yang masing-masing memiliki kegunaan yang berperan penuh dalam mewujudkan kualitas potongan yang maksimal pada botol kaca yang dihasilkan. Serta memperhitungkan faktor keselamatan kerja operator.

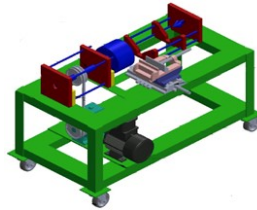


Gambar 2.4 (a) Penggoresan botol kaca (b) Pemanasan botol kaca
(c) Hasil pemotongan

Sumber : www.jegjog.com

Gambar di atas ialah cara pemotongan botol kaca secara

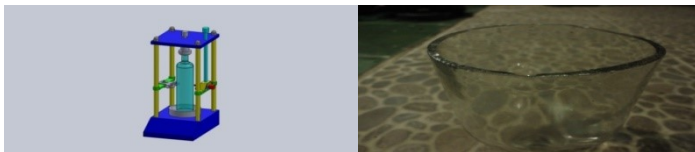
manual. Pemotongan botol ini sangatlah sederhana yaitu tanpa menggunakan motor penggerak dan proses pemanasannya hanya menggunakan lilin. Hasil potongannya rapi namun membutuhkan waktu yang lama untuk pemotongan botol kaca. Selain itu, faktor keselamatan kerja juga tidak dipertimbangkan.



Gambar 2.5 Mesin pemotong botol kaca dengan mekanisme *Engine Lathe* posisi horizontal

Sumber : Tugas Akhir, Abdul Aziz Musyfiq, 2014

Gambar di atas ialah rancangan mesin pemotong botol kaca dengan mekanisme *Engine Lathe* posisi horizontal. Cara pemotongannya menggunakan prinsip mesin bubut yaitu benda kerja diputar menggunakan motor AC kemudian pahat diarahkan pada posisi tengah badan botol untuk dilakukan proses penggoresan hingga botol terbelah. Hasil pemotongannya kasar namun hanya pada bagian tengah dari botol saja yang dapat dipotong.



(a)

(b)

Gambar 2.6 (a)Mesin pemotong botol kaca dengan mekanisme *Engine Lathe* posisi vertical (b)hasil potongannya

Sumber : Tugas Akhir, Rizki Bayu Ramadhan, 2015

Gambar di atas ialah rancangan mesin pemotong botol kaca dengan mekanisme *Engine Lathe* posisi vertikal dan hasil potongannya. Cara pemotongannya menggunakan prinsip mesin bubut namun posisi dari botol diubah kearah vertical. Benda kerja diputar menggunakan motor AC kemudian pahat diarahkan pada posisi tengah badan botol dan *flametorch* dinyalakan untuk dilakukan proses penggoresan dan pemanasan hingga botol terbelah. Hasil pemotongannya rapi dan halusnamun hanya pada bagian tengah dari botol saja yang dapat dipotong.



Gambar 2.7 Mesin pemotong botol kaca silinder posisi horizontal untuk hiasan

Sumber : Tugas Akhir, Ardian . Rafsanjani. V, 2016

Gambar di atas ialah rancangan mesin pemotong botol kaca dengan mekanisme *Engine Lathe* posisi horizontal untuk hiasan. Pada mesin pemotong botol kaca pemotongan dilakukan menggunakan prinsip mesin bubut. Benda kerja diputar menggunakan motor AC kemudian pahat diarahkan ke badan botol pada posisi yang akan dipotong sesuai kebutuhan kemudian *flametorch* dinyalakan untuk dilakukan proses penggoresan dan pemanasan hingga botol terbelah. Hasil pemotongannya halus dan rapi.

2.2 Perencanaan Gaya, Torsi dan Daya

2.2.1 Analisa Gaya

Sebelum pembuatan mesin dilakukan uji coba awal untuk mengetahui besarnya gaya penggerindaan pada botol kaca persegi. Dari hasil percobaan akan didapatkan gaya (F) setelah itu besarnya gaya pada penggerindaan dapat dihitung menggunakan rumus dengan menganalisa proses penggerindaan botol kaca persegi yang akan dilakukan.

2.2.2 Torsi

Besarnya torsi total pada Mesin Pemotong Botol Kaca Persegi didapat:

$$T = F \cdot r$$

.....(

2.1)

dimana:

T : Torsi, Nm

F_w : Gaya beban yang didapat dari pengujian, N

R : Jari-jari batu gerinda, m

2.2.3 Daya

Setelah didapatkan torsi dan putaran motor untuk gaya (f), maka daya motor yang ditransmisikan dapat dihitung dengan rumus berikut.

$$P = \frac{T \cdot n}{9,5492}$$

.....(

2.2)

dimana:

P : Daya motor yang ditransmisikan, Watt (W)

T : Torsi, N.m

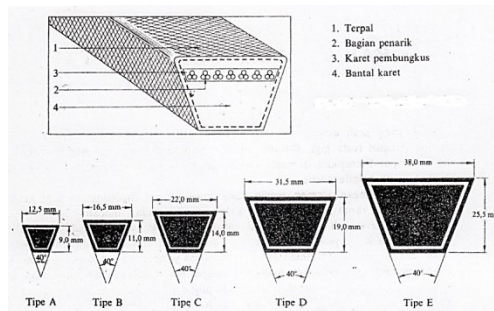
n : Putaran motor untuk gaya maksimum, rpm

2.3 Perencanaan *Belt* dan *Pulley*

Belt (sabuk) dan tali digunakan untuk mentransmisikan daya dari poros yang satu ke poros yang lainnya melalui roda (*pulley*) yang berputar dengan kecepatan sama atau berbeda.



Gambar 2.8 *V-belt*



Gambar 2.9 Konstruksi dan dimensi *V-Belt*

Pemilihan bentuk tali *V-belt* untuk mengurangi terjadinya slip, karena mempunyai bidang gesek pada bagian sisi-sisinya.

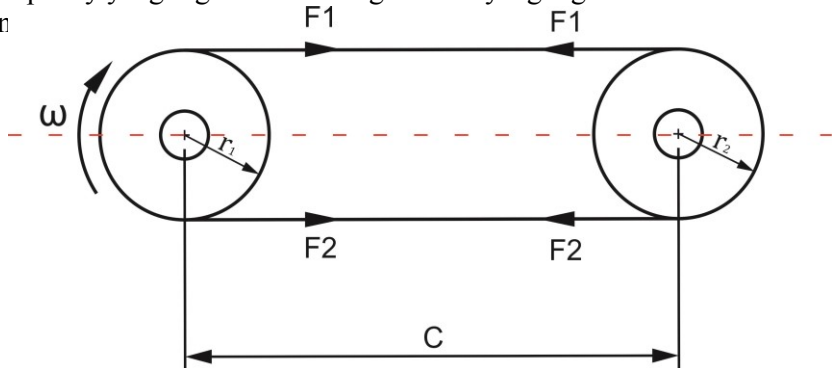


Gambar 2.10 Bentuk roda *pulley* untuk *v-belt*

Untuk pemilihan penggunaan *belt* dipilih sesuai dengan besarnya daya yang akan digunakan oleh suatu mesin, selain memperhitungkan besarnya daya mesin pemilihan *belt* juga berdasarkan putaran dari *pulley*.

2.3.1 Menghitung diameter *pulley* yang digerakkan

Pemindahan daya yang digunakan pada ini adalah dengan belt yang terpasang pada dua buah pulley, yaitu pulley penggerak dan pulley yang digerakkan. Sedangkan belt yang digunakan adalah jer



Gambar 2.11 Transmisi Belt dan Pulley

2.3.2 Perencanaan Daya

Supaya hasil perencanaan aman, maka besarnya daya dan untuk perencanaan dinaikkan sedikit dari daya yang ditransmisikan (P), yang disebut dengan daya perencanaan atau daya desain (Pd) yang dapat dinyatakan dengan persamaan:

$$P_d = f_c \times P \dots\dots\dots (2.3)$$

Dimana: f_c = faktor koreksi (Tabel 2.1)

Tabel 2.1 Faktor koreksi Belt

Mesin yg digerakkan	Penggerak					
	Momen puntir puncak 200%			Momen puntir puncak>100%		
	Motor AC(momen normal, sangkar bajing sinkron) motor arus searah (lilitan shunt)			Motor AC balik (momen tinggi, fase tunggal, lilitan seri) motor arus searah (lilitan kompon, lilitan seri), mesin torak, kopling tak tetap		
	Jumlah jam kerja per hari			Jumlah jam kerja per hari		
	3-5 jam	8-10 jam	16-24 jam	3-5 jam	8-10 jam	16-24 jam
<i>Variasi beban sangat kecil</i>						
Pengaduk zat cair, kipas angin, blower (sampai 7,5 kw), pompa sentrifugal, konveyor tugas ringan	1,0	1,1	1,2	1,2	1,3	1,4
<i>Variasi beban kecil</i>						
Konveyor sabuk(pasir, batu bara) pengaduk, kipas angin(lebih dari 7,5 kW), mesin torak , peluncur, mesin perkakas, mesin percetakan, mesin perajang singkong dan sejenisnya.	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
<i>Variasi beban sedang</i>						
Konveyor (ember, sekrup), pompa torak, kompresor, gilingan palu, pengocok, roots-blower, mesin tekstil, mesin kayu, mesin perajang rumput dan akar, dan sejenisnya.	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8
<i>Variasi beban besar</i>						
Penghancur, gilingan bola atau batang, pengangkat, mesin pabrikkaret (rol karet, lender)	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0

(Sumber : Sularso, 2004 : 165)

Hubungan antara daya dan torsi dapat dilihat pada rumus-rumus di bawah ini:

1. Torsi satuannya kg.cm dan Daya satuannya HP

(*Dobrovolsky, 1985 : 401*)

$$T = 71.620 \frac{P}{n} \dots\dots\dots (2.4)$$

Dimana: T = Torsi (kgf.cm)

P = daya (HP)

n = putaran poros (rpm)

2. Torsi satuannya kgf.mm dan Daya satuannya kW

(*Sularso, 2000 : 7*)

$$T = 9,74 \cdot 10^5 \times \frac{P_d}{n} \dots\dots\dots (2.5)$$

Dimana: T = Torsi (kgf.mm)

Pd = Daya (kW)

3. Torsi satuannya lbf.in dan Daya satuannya HP

$$T = 63.025 \frac{P}{n} \dots\dots\dots (2.6a)$$

(*Collins Jack A, 2003 : 180*)

Dimana: T = Torsi (lbf.in)

N = Daya (HP)

Atau

$$T = 63.000 \frac{P}{n} \dots\dots\dots (2.6b)$$

(*Deutschman, 1983 : 334*)

4. Torsi satuannya kgf.mm, dan daya satuannya HP, sedangkan n = rpm, maka:

$$T = \frac{4500 \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot n} = 716,1972 \frac{P}{n} \dots\dots\dots (2.7)$$

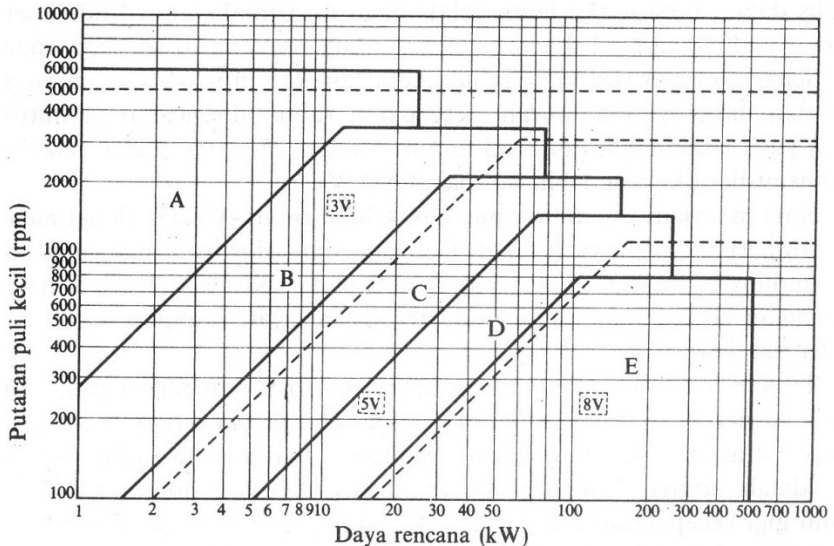
5. Torsi satuannya N.m dan daya satuannya Watt, sedangkan $n =$ rpm, maka:

$$T = \frac{60 \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot n} = 9,5492 \frac{P}{n} \dots\dots\dots (2.8)$$

Persamaan (2.4) sampai (2.8) menyatakan hubungan antara torsi dan daya dengan berbagai macam satuan, bila yang diinginkan torsi-perencanaan T_d , maka daya yang dipakai adalah daya perencanaan (P_d).

2.3.3 Perencanaan Pemilihan Tipe Belt

Belt dipilih berdasarkan daya desain (P_d) dan putaran pule yang kecil (n_{min}), dengan menggunakan Gambar 2.12, maka jenis belt yang sesuai akan diperoleh.



Gambar 2.12 Diagram pemilihan V-belt

Setelah jenis belt diketahui, kemudian tulis data-data belt tersebut dengan melihat tabel 2.2 mengenai dimensi belt, misalnya lebar (b), tebal (h) dan luas (A), data data ini akan dipakai untuk perhitungan selanjutnya.

Tabel 2.2 Dimensi V-belt

Type of belt	Cross-sectional			Design length of belt, L Mm
	b mm	h mm	A cm ²	
O	10	6	0,47	400; 450; 560; 630; 710; 800; 900 1000; 1120; 1250; 1400; 1600 1800; 2000; 2240; 2500
A	13	8	0,81	560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120 1250; 1400; 1600; 1800; 2000 2240; 2500; 2800; 3150; 3550; 4000
B	17	10,5	1,38	800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400 1600; 1800; 2000; 2240; 2500 2800; 3150; 3550; 4000; 4500 5000; 5600; 6300
C	22	13,5	2,3	1800; 2000; 2240; 2500; 2800 3150; 3550; 4000; 4500; 5000 5600; 6300; 7100; 8000; 9000; 10.000
D	32	19	4,75	3150; 3550; 4000; 4500; 5000 5600; 6300; 7100; 8000; 9000 10.000; 11.000; 12.500; 14.000
E	38	23,5	6,95	4500; 5000; 5600; 7100 8000; 9000; 10.000; 11.200; 12.500 14.000; 16.000; 18.000
F	50	30	11,7	6300; 7100; 8000; 9000; 10.000 11.200; 12.500; 14.000; 16.000; 18.000

(Dobrovolsky, 1985: 238)

2.3.4 Pemilihan dan perhitungan Diameter

Untuk memilih atau menghitung besarnya diameter pule, dapat menggunakan rumus perbandingan putaran (i). Bila rangkakan diabaikan, maka rumus yang dipakai adalah persamaan (2.10a), sedangkan bila rangkakan tidak diabaikan maka persamaan yang dipakai adalah persamaan (2.10b).

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} \dots\dots\dots (2.10a)$$

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} (1 + \varsigma) \dots\dots\dots (2.10b)$$

Dimana:

D = diameter pule

ζ = koefisien rangkakan (1 s/d 2) ,
(Sularso, 2004 :186)

Salah satu diameter pule direncanakan terlebih dahulu, biasanya diameter yang kecil yang direncanakan terlebih dahulu, sebagaimana ditunjukkan dalam tabel di bawah ini.

Tabel 2.3 Diameter Pule yang kecil

Tipe Belt	A	B	C	D	E	3V	5V	8V
Diameter minimum yg diijinkan (mm)	65	115	175	300	450	67	180	315
Diameter minimum yg dianjurkan (mm)	95	145	225	350	550	100	224	360

(Sumber : Sularso, 2004 : 186)

2.3.5 Perencanaan Panjang Belt

Untuk menghitung panjang belt yang akan dipakai digunakan rumus :

$$L = 2 \cdot C + \frac{\pi}{2} (D_2 + D_1) \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 \cdot C} \dots\dots\dots (2.11)$$

Dimana :

- L = panjang belt (mm)
- C = jarak antar poros (mm)
- D_2 = diameter pulley yang digerakan (mm)
- D_1 = diameter pulley penggerak (mm)

2.3.6 Kecepatan Keliling atau Kecepatan Linier Pulley

Kecepatan keliling pulley dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$v = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} \dots\dots\dots (2.12)$$

Dimana :

- v = kecepatan keliling pulley (m/s)
- D = diameter pulley (mm)
- n = putaran motor (rpm)

2.3.7 Menghitung Gaya-Gaya pada Belt

Belt berputar dengan kecepatan keliling v (m/s), sambil memindahkan beban F_e (kgf), maka daya yang ditransmisikan dalam satuan HP sebesar :

$$P = \frac{F_e \cdot v}{75} \dots\dots\dots (2.13a)$$

Bila daya yang di transmisikan dalam satuan kW, maka persamaan (2.13a) menjadi:

$$P = \frac{F_e \cdot v}{102} \dots\dots\dots (2.13b)$$

Dimana :

P = Daya yang ditransmisikan (HP) atau (kW)

v = Kecepatan Keliling (m/s)

F_e = Gaya efektif (kgf), selisih antara F_1 dan F_2

Hubungan antara F_1 , F_2 , koefisien gesek (f) dan sudut-kontak (α) secara analitis fleksibilitas belt yang melingkar pada pule, dapat dinyatakan dengan persamaan di bawah ini.

(*Dobrovolsky, 1985 :204*)

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f \cdot \alpha} = m \dots\dots\dots (2.14a)$$

$$F_e = F_1 - F_2 \dots\dots\dots (2.14b)$$

Dimana :

f = Koefisien gesek

α = Sudut kontak

m = hanya sebagai lambang saja untuk menyingkat

e = eksponen

Tabel 2.4 Koefisien gesek (f) antara belt dan pulley

Type of belt	Pule material			
	Compressed paper	wood	steel	Cast iron
<u>Leather</u> :				
Tanned with vegetable compound	0.35	0.30	0.25	0.25
Tanned with mineral compound	0.50	0.45	0.40	0.40
<u>Cotton</u> :				
Solid woven	0.28	0.25	0.22	0.22
Stitched	0.25	0.23	0.20	0.20
<u>Woolen</u>	0.45	0.40	0.35	0.35
<u>Rubber</u>	0.35	0.32	0.30	0.30

(Dobrovolsky, 1985: 232-233)

2.3.8 Sudut Kontak

Besar sudut kontak antara pulley dan belt pada pulley kecil dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

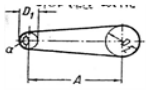
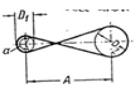
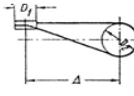
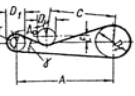
$$\alpha = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{A} 60^\circ \dots\dots\dots (2.15)$$

Dimana :

- α = sudut kontak (°)
- D_1 = diameter pulley yang digerakan (cm)
- D_2 = diameter pulley penggerak (cm)
- C = jarak antar poros (cm)

(Robert I. Mott jilid 1 elemen – elemen mesin dalam perancangan mekanis Hal 242)

Tabel 2.5 Sudut kontak dan panjang belt

Sketch				
Arc of contact between the belt and the smaller pulle	$\alpha \approx 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{A} 60^\circ$	$\alpha \approx 180^\circ - \frac{D_2 + D_1}{A} 60^\circ$	$\alpha \approx 180^\circ + \frac{D_1}{A} 60^\circ$	$\alpha \approx 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{A} 60^\circ + \frac{(D_1 + D_2 - 2E)}{2A_P}$
Geometrical length of belt (disregarding tension and sag)	$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A}$	$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 + D_1)^2}{4A}$	$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{D_2^2 + D_1^2}{4A}$	$L = (A + Ap + C) + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{8A} + \frac{(D_2 + D_2)^2}{8A} + \frac{(D_1 + D_P)^2}{8C} - \frac{E}{Ap} \frac{(D_1 + D_P)}{2} - \frac{E}{C} \frac{(D_2 + D_P)}{2}$

(Dobrovolsky, 1985: 232-233)

2.3.9 Tegangan Maksimum yang Terjadi Pada Belt

Dalam kondisi operasinya, tarikan maximum pada belt akan terjadi pada bagian yang tegang dan itu terjadi pada titik awal belt memasuki pulley penggerak sehingga tegangan maksimum yang terjadi, dengan menggunakan rumus:

$$\sigma_{max} = \frac{F_0}{A} + \frac{F_e}{2A} + \frac{\gamma v^2}{10 \cdot g} + E_b \frac{h}{D_{min}} \dots\dots\dots (2.16)$$

Dimana :

- σ_{max} = tegangan maksimal belt (kg/ cm²)
- F_0 = gaya awal pada belt (kg/ cm²)
- A = luas penampang belt (cm²)
- F_e = gaya keliling (kgf)
- γ = berat jenis (kg/ dm³)
- v = Kecepatan keliling (m/s)
- g = gravitasi (9,8 m/ s²)
- E_b = modulus elastisitas bahan belt (kg/ cm³)

h = tebal belt (mm)

D_{min} = diameter pulley yang terkecil (mm)

Untuk mendapatkan nilai berat jenis dan modulus elastisitas bahan dalam dilihat pada table berikut.

Tabel 2.6 Dimensi dan Bahan Untuk Belt

	Leather	Rubber canvas	Solid-woven cotton	Woven woolen	Interstit ched rubber	Woven semi-linen
Width b in mm	20-300	20-500	30-250	50-300	20-137	15-53
Thickness h in mm	Single 3-5.5 Double 7.5-10	2.5-13.5	4.5-6.5-8.5	6-9-11	1.75-2.5-3.3	1.75
UTS in kgf/cm ²	200	4-10 (without layers), 370 (with layers)	350-405	300	300	500
Max elongation	10% at 100kg/cm ²	18% at rupture	20-25% at rupture	60% at rupture	16% at rupture	10% at rupture
Ratio D_{min}/h recommended	35	40	30-40	30	40	30
Allowable	25	30	25-35	25	30	25
Recommended max velocity max in m/sec	40	20-30	25	30	50	50
Specific weight in kgf/dm ³	0.98	1.25-1.50	0.75-1.05	0.90-1.24	≈1.2	≈1.0
Constanta a	29	25	21	18	23	21
w (formula 3-25)	300	100	150	150	200	150
Modulus of Elastisitas, E_b in kgf/cm ²	1.000-1.500	800-1.200	300-600	—	1.000-1.200	—

Sumber: (Dobrovolsky, 1985:214)

2.3.10 Prediksi umur belt

Umur belt disini merupakan salah satu hal yang penting dalam perencanaan transmisi yang menggunakan belt. Untuk mengetahui beberapa lama umur belt yang diakibatkan dari proses permesinan ini yaitu dengan menggunakan rumus :

$$H = \frac{N_{base}}{3600 \cdot \mu \cdot x} \left[\frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right]^m \dots\dots\dots (2.17)$$

Dimana :

H = Umur Belt (jam)

N_{base}	= Basis dari fatigue test, yaitu 10^7 cycle = Fatigue limit atau endurance limit yang berhubungan dengan N_{base} dapat dicari dari "fatigue curve" (90 kg/cm^2 untuk <i>V-belt</i>)
σ_{fat}	
σ_{max}	= Tegangan Maksimum yang terjadi (kg/cm^2) = Jumlah putaran perdetik atau sama dengan v. L
μ	(v=kecepatan dalam m/s, L=panjang belt dalam panjang belt m) (put/det)
x	= Jumlah pule yang berputar (<i>buah</i>)
m	= jenis Belt (8 untuk V- Belt)

2.4 Perencanaan Poros

Poros merupakan salah satu bagian elemen mesin yang penting karena mayoritas setiap mesin menggunakan poros. Poros berfungsi untuk menerima atau mentransmisikan daya, disertai dengan putaran. Menurut jenis pembebanannya poros dapat diklasifikasikan sebagai berikut.

1. Poros Transmisi (*Line Shaft*)

Poros ini dapat mendapat beban puntir dan lentur. Daya ditransmisikan kepada poros ini melalui kopling, *pulley*, roda gigi, *belt* atau sproket rantai dan sebagainya.

2. *Spindle*

Poros transmisi yang pendek seperti poros utama mesin perkakas, beban utamanya adalah puntir. Syarat yang harus dipenuhi poros ini adalah deformasi yang terjadi harus kecil, bentuk dan ukurannya harus teliti.

3. Gandar (*Axle*)

Poros ini seperti dipasang diantara roda-roda kereta api, yang tidak mendapat beban puntir dan kadang-kadang tidak boleh berputar. Gandar ini hanya mendapat beban lentur kecuali jika digerakkan oleh penggerak mula dimana akan mengalami beban puntir juga.

4. Poros (*Shaft*)

Poros yang ikut berputar untuk memindahkan daya dari mesin ke mekanisme yang digerakkan. Poros ini mendapat beban

puntir murni dan lentur.

5. Poros Luwes (*Flexible Shaft*)

Poros yang berfungsi untuk memindahkan daya dari dua mekanisme, dimana putaran poros dapat membentuk sudut dengan poros lainnya, daya yang dipindahkan biasanya kecil.

6. *Jack Shaft*

Merupakan poros pendek, biasanya digunakan pada dongkrak "*jack*" mobil.

2.4.1 Hal-hal Penting dalam Perencanaan Poros

Fungsi poros sangat penting, sehingga diperlukan perencanaan yang tepat agar tidak terjadi resiko dan kesalahan pemrosesan. Dalam merencanakan poros, hal-hal berikut ini perlu diperhatikan adalah sebagai berikut.

1. Kekuatan poros

Suatu poros transmisi dapat mengalami beban puntir atau lentur atau gabungan antara puntir dan lentur. Selain itu ada poros yang mendapatkan beban tarik atau tekan seperti poros pada baling-baling kapal atau turbin, dan lain-lain. Kelelahan, tumbukan atau pengaruh konsentrasi tegangan jika diameter poros diperkecil (poros bertangga) atau bila poros mempunyai alur pasak, harus diperhatikan. Sebuah poros harus direncanakan hingga cukup kuat untuk menahan beban-beban yang diperoleh.

2. Kekakuan poros

Meskipun sebuah poros mempunyai kekuatan yang cukup tetapi jika lenturan puntirannya terlalu besar maka akan mengakibatkan ketidak-telitian (pada mesin perkakas) atau getaran dan suara (misalnya pada turbin dan kotak roda gigi). Karena itu selain kekuatan poros harus diperhatikan dan disesuaikan dengan jenis mesin yang akan dilayani poros tersebut.

3. Putaran kritis

Jika putaran mesin dinaikkan dan menimbulkan getaran yang cukup besar maka getaran itu disebut putaran kritis. Oleh karena itu maka poros harus direncanakan sedemikian rupa sehingga putaran poros lebih rendah dari putaran kritis.

4. Korosi

Bahan-bahan anti korosi harus dipilih untuk propeller, pompa jika terjadi kontak dengan media yang korosif. Demikian pula untuk poros yang terjadi kavitasi pada poros mesin yang berhenti lama.

2.4.2 Bahan poros

Secara umum untuk poros dengan diameter 1 inchi digunakan bahan yang terbuat dengan pekerjaan dingin, baja karbon. Jika yang dibutuhkan untuk menahan beban kejut, kekerasan dan tegangan yang besar maka perlu dipakai bahan paduan, yang dapat dilihat pada tabel bahan misalnya ASME 1347,3140,4150,5145 dan sebagainya yang biasanya disebut bahan komersial. Bila diperlukan pengerasan permukaan, maka perlu dipakai bahan dengan baja carburising (misalnya ASME 1020, 1117, 2315, 4320, 8620 dan lain- lain).

Tabel 2.7 Baja Paduan untuk Poros

AISI Type	Condition	Tensile Strength, ksi	Yield Strength, ksi	Elongat. in 2 in., %	Reduction in Area, %	Hardness, BHN	Machinability (Based on 1112 = 100)
4140	HRA	90	63	27	58	187	57
	CDA	102	90	18	50	223	66
	N	148	95	18	47	302	—
4340	HRA	101	69	21	45	207	45
	CDA	110	99	16	42	223	50
	N	185	126	11	41	363	—
4620	HR	85	63	28	64	183	58
	CD	101	85	22	60	207	64
	A	74	54	31	60	149	55
	N	83	53	29	67	174	—
4640	CDA	117	95	15	43	235	55
	A	98	63	24	51	179	55
	N	123	87	19	51	248	—

2.4.3 Bidang Horizontal dan Vertikal

Gaya yang bekerja untuk setiap titik poros dan jarak antara titik satu dengan titik yang lain ditentukan dengan menggunakan persamaan. Dengan cara tersebut makadiperoleh momen bending

dan gaya yang bekerja pada poros untuk bidang horizontal dan vertikal. Setelah menghitung gaya dan momen bending yang terjadi maka dibuat bidang lintang (gaya) untuk mengetahui kebenaran perhitungan diatas dan juga memberikan kemudahan dalam membuat diagram bidang momen.

2.4.4 Diameter dan Bahan Poros

Sebelum melakukan perhitungan diameter terlebih dahulu menentukan jenis bahan yang akan digunakan sebagai poros. Karena hal ini akan berpengaruh dengan nilai titik luluh suatu material. Setelah bahan ditentukan maka dapat menghitung diameter poros dengan menggunakan rumus (*Deutschman, 1995 : 338*):

$$\tau_{max} \leq \frac{0,5 \cdot S_{yp}}{N}$$

$$\frac{16}{\pi D^3} \cdot \sqrt{M + T} \leq \frac{0,5 \cdot S_{yp}}{N}$$

$$D^3 \leq \frac{16 \cdot N}{\pi \cdot 0,5 \cdot S_{yp}} \cdot \sqrt{M^2 + T^2} \dots\dots\dots (2.18)$$

dengan :

$$T : 63.000 \frac{N}{n} (lbf.in)$$

$$M : \sqrt{(M_h)^2 + (M_v)^2}$$

$$N : \text{Faktor keamanan}$$

2.4.5 Poros dengan Beban Puntir

Pada perhitungan poros, yang akan dihitung adalah bahan dan diameternya. Tegangan yang diterima oleh poros dapat berupa : tegangan bending, tegangan torsi, tegangan kombinasi, dsb. Bila poros hanya menerima beban puntir yang besarnya konstan ,maka besarnya tegangan puntir pada poros adalah momen puntir (Mt) dibagi dengan momen tahanan puntir (Wt).

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_t} = \frac{16 M_t}{\pi D^3} = \frac{5,1 \cdot M_t}{ds^3} \leq \frac{k.s. \sigma_{yp}}{sf} \dots\dots\dots (2.19)$$

dimana:

$$M_t : 63.000 \frac{N}{n} \text{ (lbf.in)}$$

N : Daya yang ditransmisikan (kW)

n : Putaran poros (rpm)

D : Diameter poros (mm)

2.4.6 Poros dengan Beban Momen Bending dan Momen Puntir yang Konstan

Poros pada umumnya meneruskan daya melalui *belt*, roda gigi, rantai, dan sebagainya. Dengan demikian poros tersebut mendapat beban puntir dan bending, sehingga pada permukaan poros akan terjadi tegangan geser karena momen puntir dan tegangan tarik karena tegangan bending.

Akibat gabungan tegangan bending dan momen tersebut maka tegangan maksimum yang terjadi dapat dinyatakan: (Deutschman, 1995 : 338).

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + r^2} \dots\dots\dots (2.20)$$

Untuk poros pejal:

$$\sigma_x = \frac{32 \cdot M_b}{\pi \cdot D^3} \text{ dan } \tau_x = \frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot D^3} \dots\dots\dots (2.21)$$

Sehingga tegangan yang terjadi dan syarat aman pada poros pejal dapat dinyatakan:

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{16 \cdot M_b}{\pi \cdot D^3}\right)^2 + \left(\frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot D^3}\right)^2} \leq \frac{\sigma_{yps}}{sf} \dots\dots\dots (2.22)$$

dimana: D = diameter poros (inc.)

Mb = Momen bending yang diterima oleh poros (lbf.in)

Mt = Momen torsi yang diterima oleh poros (lbf.in)

2.5 Perencanaan Pasak

Seperti halnya baut dan sekrup, pasak digunakan untuk membuat sambungan yang dapat dilepas yang berfungsi untuk menjaga hubungan putaran relatif antara poros dengan elemen mesin yang lain seperti roda gigi, *pulley*, *sprocket*, *impeller*

dan lain sebagainya.

Distribusi tegangan secara aktual pada sambungan pasak tidak dapat diketahui secara lengkap, maka dalam perhitungan tegangan disarankan menggunakan faktor keamanan sebagai berikut.

- a. Untuk torsi yang tetap dan konstan $f_k = 1,5$
- b. Untuk beban kejut yang kecil (rendah) $f_k = 2,5$
- c. Untuk beban kejut yang besar terutama bolak – balik $f_k = 4,5$

Pada pasak yang rata, sisi sampingnya harus pas dengan alur pasak agar pasak tidak goyah dan rusak. Ukuran dan standart yang digunakan terdapat dalam spesifikasi. Untuk pasak, umumnya dipilih bahan yang mempunyai kekuatan tarik lebih dari 60 kg/ mm , lebih kuat daripada porosnya. Kadang dipilih bahan yang lemah untuk pasak, sehingga pasak terlebih dahulu rusak daripada porosnya. Ini disebabkan harga pasak yang murah serta mudah menggantinya.

2.5.1 Klasifikasi pasak

Menurut bentuk dasarnya pasak dapat dibedakan menjadi:

1. Pasak Tirus (*Tapered key*)
2. Pasak setengah silinder (*Wood ruff key*)
3. Pasak datar (*Square key*).

Menurut arah gaya yang terjadi pasak digolongkan menjadi :

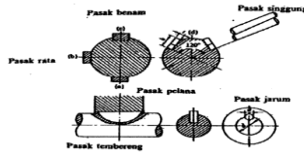
1. Pasak memanjang

Pasak yang menerima gaya sepanjang penampang pasak secara merata. Pasak ini digolongkan menjadi pasak baji, pasak kepala, pasak benam dan pasak tembereng.

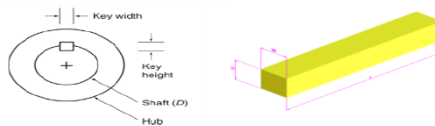
2. Pasak melintang (pen)

Pasak yang menerima gaya melintang pada penampang pen. Pen ini dibagi dua yaitu pen berbentuk pipih dan pen berbentuk silindris. Pada perencanaan mesin pemotong botol kaca persegi ini dipakai tipe pasak datar segi empat karena dapat meneruskan momen yang besar. Pasak ini mempunyai dimensi lebar (W) dan panjang (L). Perlu diperhatikan bahwa lebar pasak sebaiknya antara 25 - 35% dari diameter poros, dan panjang pasak jangan

terlalu panjang dibandingkan dengan diameter poros (antara 0,75 sampai 1,5D). Karena lebar dan tinggi pasak sudah distandarkan.



Gambar 2.13 Macam-macam pasak



Gambar 2.14 Dimensi Pasak

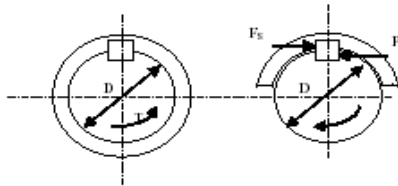
keterangan :

H : Tinggi pasak (mm)

W : Lebar pasak (mm)

L : Panjang pasak (mm)

D : Diameter Poros



Gambar 2.15 Gaya yang terjadi pada pasak

Keterangan:

F_s : Gaya geser (kgf/mm^2)

F_c : Gaya Kompresi (kgf/mm^2)

2.5.2 Tinjauan terhadap Tegangan geser

Besarnya gaya F adalah :

$$\tau_s = \frac{F}{A} = \frac{F}{W \cdot L}$$

dimana: $F = \frac{T}{D/2}$

Sehingga: (Deutschman, 1995 : 366)

$$\tau_s = \frac{2T}{W \cdot L \cdot D} \dots\dots\dots (2.23)$$

dimana :

F : Gaya pada pasak (kgf)

D : Diameter poros (mm)

T : Torsi yang ditransmisikan (kgf.mm)

Supaya pasak aman, syarat yang harus dipenuhi:

$$\tau_s \leq \frac{S_{syp}}{N}$$

$$\frac{2T}{W \cdot L \cdot D} \leq \frac{S_{syp}}{N} \dots\dots\dots (2.24)$$

Sehingga untuk mencari Panjang pasak pada tegangan geser :

$$L \geq \frac{2T \cdot N}{W \cdot D \cdot S_{syp}} \dots\dots\dots (2.25)$$

dimana :

τ : Tegangan geser (kg/mm²)

W : Lebar pasak (mm)

L : Panjang pasak (mm)

D : Diameter poros (mm)

T : Torsi (kg.mm)

N : *Safety Factor*

S_{syp} : $0,5 \cdot S_{yp}$

2.5.3 Tinjauan terhadap kompresi

Pada pasak akan menimbulkan tegangan kompresi: (Deutschman, 1995 : 367)

$$\sigma_c = \frac{F}{A} = \frac{F}{0,5 \cdot H \cdot L}$$

dimana: $F = \frac{T}{(D/2)}$

Sehingga:

$$\sigma_c = \frac{2T}{0,5 \cdot W \cdot L \cdot D} = \frac{4T}{W \cdot L \cdot D} \dots\dots\dots(2.26)$$

dimana:

σ_c : Tegangan kompresi (kg/mm²)

W : Lebar pasak (mm)

L : Panjang pasak (mm)

D : Diameter poros (mm)

T : Torsi (kg.mm)

Supaya pasak aman, syarat yang harus dipenuhi:

$$\sigma_c \leq \frac{S_{syp}}{N}$$

$$\frac{4T}{W \cdot L \cdot D} \leq \frac{S_{syp}}{N} \dots\dots\dots(2.27)$$

Untuk mencari Panjang pasak pada tegangan kompresi :

$$L \geq \frac{4T \cdot N}{S_{syp} \cdot W \cdot D} \dots\dots\dots(2.28)$$

dimana :

W : Sisi pasak (mm)

D : Diameter poros (mm)

T : Torsi (kg.mm)

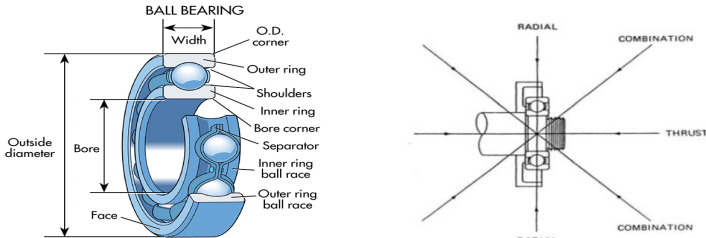
N : Faktor keamanan

$$S_{syp} = 0,58 \cdot S_{yp}$$

2.6 Perencanaan Bearing

Bearing atau bantalan adalah elemen mesin yang berfungsi untuk menumpu poros, supaya putaran atau gerakan poros dapat berlangsung dengan baik dan aman, juga untuk memperkecil kerugian daya akibat gesekan. *Bearing* harus kuat dan kokoh untuk menahan gaya yang terjadi pada poros. Jika *bearing* tidak

berfungsi dengan baik maka kerja seluruh sistem akan menurun atau mesin tidak dapat bekerja sebagaimana semestinya.



Gambar 2.16 Bantalan (*bearing*) dan arah bebannya

2.6.1 Klasifikasi Bearing

1. Bantalan luncur (*journal bearing*)

Pada *bearing* ini terjadi gesekan luncur antara poros dan *bearing*, karena permukaan poros yang berputar, bersentuhan langsung dengan *bearing* yang diam. Lapisan minyak pelumas sangat diperlukan untuk memperkecil gaya gesek dan temperatur yang timbul akibat gesekan tersebut.



Gambar 2.17 Bantalan luncur (*journal bearing*)

2. Bantalan gelinding (*rolling bearing*)

Pada *bearing* ini, terjadi gesekan gelinding antara bagian yang berputar dengan bagian yang diam, bagian yang berputar tersebut adalah: bola, silinder dan jarum. Antara poros dan *bearing* tidak terjadi gesekan.



Gambar 2.18 Bantalan gelinding (*rolling bearing*)

2.6.2 Pemilihan Bantalan (*Bearing*)

Fungsi bantalan sangat penting, sehingga diperlukan perencanaan yang tepat agar tidak terjadi resiko dan kesalahan pemesian. Dalam merencanakan bantalan, hal-hal berikut ini perlu diperhatikan:

1. *Ball bearing*/bantalan bola

Bantalan bola mampu menerima beban radial (tegak lurus sumbu poros), tetapi kurang mampu menerima tekanan aksial (sejajar sumbu poros).

2. Bantalan bola radial alur dalam baris tunggal

Dirancang untuk menumpu gaya radial dan dapat menumpu gaya aksial kecil saja, alur dapat diperdalam untuk memperbesar kemampuan menumpu gaya aksial, tetapi biasanya mengurangi kemampuan menumpu gaya radial.

3. Bantalan bola mapan sendiri baris ganda

Bantalan ini dirancang seperti halnya bantalan bola alur tunggal tetapi dapat menumpu gaya radial yang lebih besar. Alur dibuat pada *ring* dudukan yang dapat menumpu beban aksial. Bantalan bola umumnya digunakan pada beban-beban radial yang besar seperti pada alternator, transmisi, kemudi, poros roda belakang, hub roda depan dan sebagainya.

4. Bantalan rol jarum

Bantalan ini memungkinkan untuk menumpu gaya radial yang lebih besar dibandingkan bantalan bola. Rol-rol dapat berbentuk lurus atau terbentuk seperti silinder, atau jarum.

5. Bantalan Rol Tirus

Bantalan ini umum digunakan karena dapat menumpu gaya radial dan aksial yang besar. Rol dan alurnya juga berbentuk tirus.

6. Bantalan Bola Tirus dan Lengkung

Pada bantalan ini kedua ringnya berbeda bentuk, satunya lengkung dan lainnya tirus. Ketika bantalan dirangkai, bagian permukaan tirus berlawanan dengan permukaan yang lengkung. Bantalan ini harus digunakan berpasangan, dan mereka akan menerima beban-beban radial dan aksial.

2.6.3 Gesekan pada Rolling *Bearing*

Walaupun *Rolling Bearing* disebut *bearing* anti gesekan (*anti friction bearing*), tetapi karena adanya beban dan putaran, akan timbul gesekan diantara komponen *bearing*, yaitu: ring-luar, bola atau rol, dan ring-dalamnya. Koefisien gesek (f) dapat dilihat pada Tabel 1-1 yang didasarkan atas tipe *bearing*nya, serta kondisinya, dan koefisien gesek ini dihasilkan dari penelitian yang bertahun-tahun.

Tabel 2.8 Harga rata-rata koefisien gesek bantalan

No	Tipe Bearing	Start		Selama Berputar	
		Radial	Aksial	Radial	Aksial
1	Ball Bearing	0,0025	0,0060	0,0015	0,0040
2	Spherical Roller Bearing	0,0030	0,1200	0,0018	0,0080
3	Cylindrical Roller Bearing	0,0020	---	0,0011	---

Akibat adanya gesekan ini, akan menyebabkan kehilangan daya, secara pendekatan kehilangan daya tersebut dapat dihitung dengan rumus: (*Deutschman, 1975 : 482*)

$$f_{HP} = \frac{T_f \cdot n}{63025} = \frac{f \cdot F_r \cdot d \cdot n}{126050} \dots\dots\dots (2.29)$$

Dimana: f_{HP} = Daya yang hilang karena gesekan, HP

T_f = Torsi akibat gesekan, lbf.in
 F_r = Gaya radial pada bearing, lbf
 F = Koefisien gesek (Tabel 2.8)

2.6.4 Prediksi Umur Pada *Bearing*

Dengan asumsi putaran konstan, maka prediksi umur *bearing* (dinyatakan dalam jam) dapat ditulis dengan persamaan:

$$L_{10H} = \left(\frac{C}{P}\right)^b \times \frac{10^6}{60.n} \dots\dots\dots (2.20)$$

dimana:

- L_{10h} : Umur *bearing*, (jam-kerja)
- C : Beban dinamis, (lbf)
- n : putaran poros, (rpm)
- P : Beban Ekuivalen (equivalent load)
- b : konstanta yang tergantung tipe beban
 ($b = 3$ untuk ball *bearing* dan $b = 3,33$ untuk roller *bearing*)

Sesuai dengan definisi dari AFBMA (*Anti Friction Bearing Manufacturers Association*) yang dimaksud dengan beban ekuivalen adalah beban radial yang konstan yang bekerja pada *bearing* dengan *ring*-dalam yang berputar atau *ring*-luar yang berputar, yang akan memberikan umur yang sama, seperti bila *bearing* bekerja dengan kondisi nyata untuk beban dan putaran yang sama.

Dalam kenyataannya *bearing* biasanya menerima beban kombinasi antara beban radial dan beban aksial, serta pada suatu kondisi ring dalam yang tetap sedangkan *ring* luarnya yang berputar, sehingga persamaan beban ekuivalen (P) setelah adanya koreksi tersebut, menjadi:

$$P = V.X.F_r + Y.F_a \dots\dots\dots (2.21)$$

dimana:

- P : beban ekuivalen, kgf
- F_r : beban radial, kgf
- F_a : beban aksial, kgf
- V : faktor putaran (konstan) bernilai :

- 1,0 untuk ring dalam berputar
 1,2 untuk ring luar yang berputar
 X : konstanta radial (dari tabel, dapat dilihat pada lampiran)
 Y : konstanta aksial (dari tabel, dapat dilihat pada lampiran)

Cara memilih harga X dan Y dapat dilakukan dengan langkah-langkah sebagai berikut:

1. Cari terlebih dahulu harga: $i.F_a/Co$
 i = jumlah deret *bearing*
2. Kemudian dari harga ini, ditarik garis ke kanan sampai pada kolom e , sehingga didapat harga e .
3. Cari harga: $F_a/(V.F_r)$, dan bandingkan dengan harga e , akan diperoleh kemungkinan: $F_a/(V.F_r) < e$ atau $F_a/(V.F_r) = e$ atau $F_a/(V.F_r) > e$.
4. Dari perbandingan harga tersebut, maka akan didapatkan harga X dan Y dari kolom: $F_a/(V.F_r) \leq e$ atau $F_a/(V.F_r) > e$. Khusus untuk deret satu (*single row bearing*), bila harga $F_a/(V.F_r) \leq e$, maka $X = 1$ dan $Y = 0$.
5. Dapat dibantu dengan Interpolasi atau Extrapolasi.

Bila faktor beban kejut dimasukkan maka persamaan 1-3 akan menjadi:

$$P = F_s (V.X.F_r + Y.F_a) \dots\dots\dots (2.22)$$

dimana: F_s : konstanta kondisi beban, dapat dilihat pada tabel di bawah ini.

Tabel 2.9 Ball bearing service factors, F_s

<i>No</i>	<i>Type of service</i>	<i>Multiply calculated load by following factors</i>	
		<i>Ball Bearing</i>	<i>Roller Bearing</i>
<i>1</i>	<i>Uniform and steady load</i>	<i>1,0</i>	<i>1,0</i>
<i>2</i>	<i>Light shock load</i>	<i>1,5</i>	<i>1,0</i>
<i>3</i>	<i>Moderate shock load</i>	<i>2,0</i>	<i>1,3</i>
<i>4</i>	<i>Heavy shock load</i>	<i>2,5</i>	<i>1,7</i>
<i>5</i>	<i>Extreme and indefinite shock load</i>	<i>3,0</i>	<i>2,0</i>

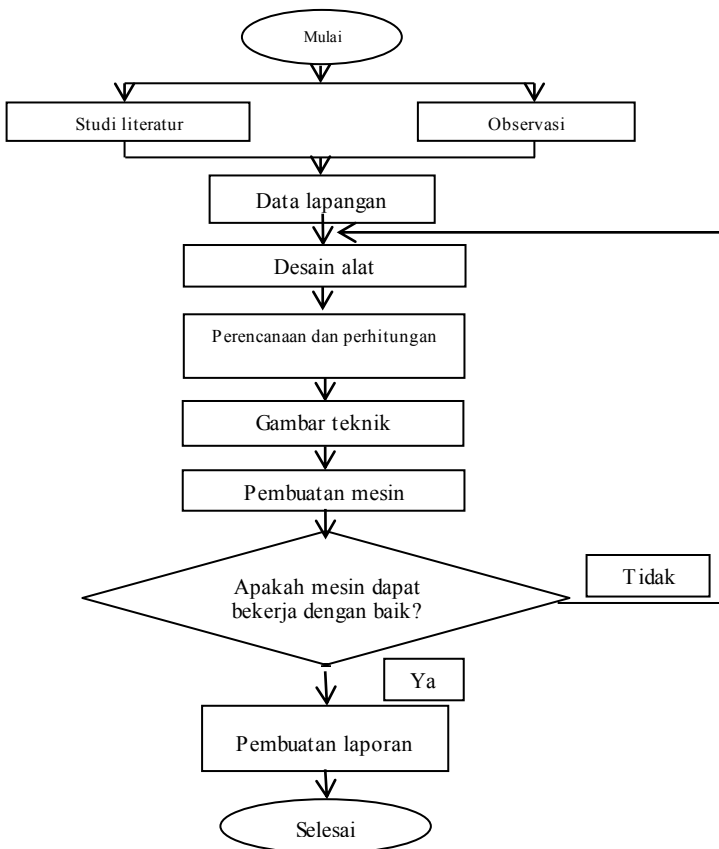
“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB III METODOLOGI

Metodologi penelitian yang digunakan dalam penelitian ini berupa penjelasan singkat yang diuraikan dalam bentuk tahapan yang dilakukan. Dan di buat diagram alir seperti berikut :

3.1 Diagram Alir Proses Pembuatan Mesin Pemotong Botol Kaca Persegi

Metode yang digunakan pada pelaksanaan program ini dapat dirumuskan dalam *flow chart* sebagai berikut:



Gambar 3.1 Flow Chart Metodologi Perencanaan

3.2 Tahapan Proses Pembuatan Mesin Pemotong Botol

Tahap identifikasi masalah diawali dari perumusan masalah, pengamatan lapangan dan studi pustaka (literatur), adapun uraian untuk lebih jelasnya, sebagai berikut:

3.2.1 Observasi

Dalam tahap ini kami melakukan pengamatan mengenai ukuran botol, sistem pencekaman dan jenis mata potong gerinda untuk pemotongan kaca.

3.2.2 Studi literatur

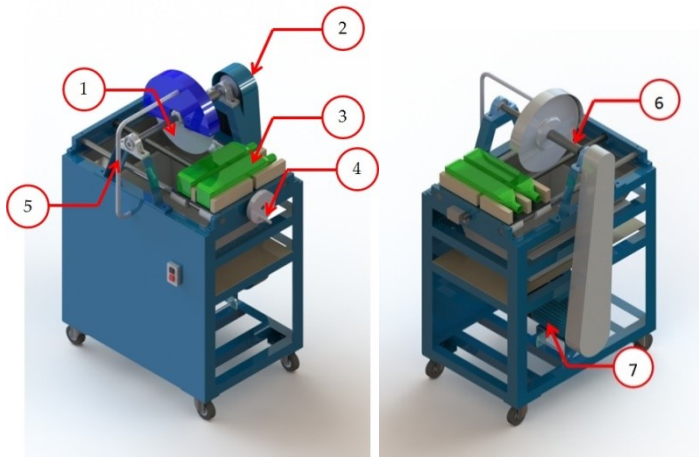
Melakukan studi pustaka melalui internet, buku / text book, diktat yang mengacu pada referensi, dan tugas akhir yang berkaitan. Proses perencanaan menggunakan data-data untuk mengetahui prinsip mekanisme alat dengan permasalahan perencanaan. Dengan tujuan untuk mengetahui kelebihan dan kekurangan mesin-mesin terdahulu sebagai bahan referensi perancangan mesin yang lebih baik dan mudah dioperasikan serta lebih *safety* dalam pengoperasiannya. Selain itu untuk mengetahui literatur yang sesuai dalam perhitungan dan perencanaan komponen yang digunakan dalam pembuatan mesin-mesin pemotong botol kaca.

3.2.3 Data lapangan

Data yang diperoleh dari observasi yang dilakukan meliputi diameter dalam mulut botol kaca berkisar antara 15 mm - 30mm, dimensi badan botol kaca berkisar antara 80mm × 80mm hingga 120 mm × 120mm dan panjang botol 150mm - 300mm. Jenis mata potong kaca yang digunakan adalah *Diamond Wheel tools* dengan pemotongan kondisi basah.

3.2.4 Desain alat

Membuat desain yang diperlukan dalam proses pembuatan. Perancangan gambar berdasarkan data yang diperoleh setelah melakukan observasi dan studi literatur. Desain alat yang dibuat meliputi kerangka mesin pemotong botol kaca, mata potong botol kaca, sistem penggerak. Dari desain tersebut akan mengetahui bentuk gambar komponen yang akan digunakan.



Gambar 3.2 Desain alat

Sumber: data penulis

Komponen :

1. Pisau potong
2. Sistem Transmisi
3. Botol Persegi
4. Engkol Eretan
5. Selang coolant
6. Poros
7. Motor AC

3.2.5 Perencanaan dan Perhitungan

Perencanaan dan perhitungan ini bertujuan untuk mendapatkan desain dan mekanisme yang optimal dengan memperhatikan data yang telah didapat dari studi literatur dan observasi langsung. Rencana alat yang akan di rancang ini adalah mesin pemotong botol kaca untuk hiasan.

3.2.6 Gambar teknik

Dari hasil perhitungan perencanaan dan *design* alat di dapatkan sebuah dimensi komponen seperti dimensi mata potong, jig&fixture dan sistem pendingin mata potong.

3.2.7 Pembuatan mesin

Dari hasil perhitungan perencanaan, observasi lapangan dan gambar teknik, mesin pemotong botol kaca persegi dapat diketahui dari dimensi komponen yang akan diperlukan untuk proses pembuatan mesin. Dari komponen-komponen yang diperoleh, proses perakitan dilakukan secara urutan pemilihan elemen mesin untuk membuat mesin yang sesuai dengan desain yang telah dibuat.

3.2.8 Pengujian alat

Setelah alat selesai dibuat dilakukan pengujian alat dengan mengoperasikan alat tersebut. Dalam pengujian ini nantinya akan di catat dan dibandingkan waktu prosesnya, serta hasil dari benda yang dihasilkan dengan proses manual, dengan alat yang sebelumnya dan alat yang dirancang saat ini.

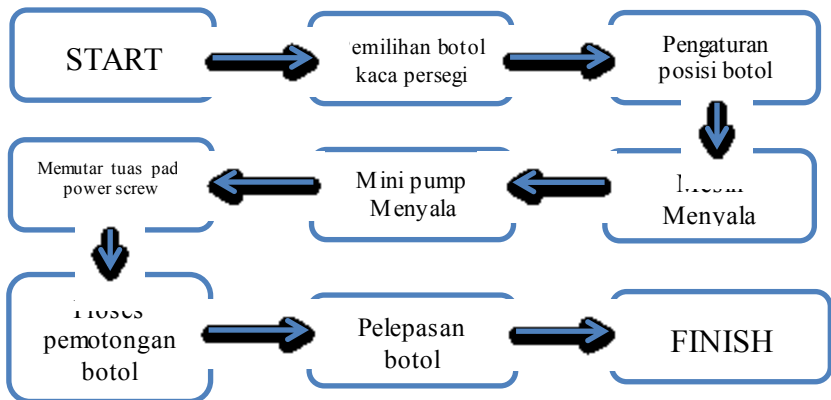
3.2.9 Pembuatan Laporan

Tahap ini adalah tahap terakhir dari pembuatan mesin pemotong botol kaca, dengan membuat laporan dari tahap observasi hingga pengujian alat.

3.3 Mekanisme Kerja Mesin Pemotong Botol

- a) Prinsip kerja alat ini adalah pertama benda kerja berupa sebuah botol kaca persegi yang akan di potong diletakkan di atas meja mesin.
- b) Arahkan botol ke arah jig hingga botol tercekam sempurna pada jig. Pastikan botol kaca persegi tercekam dengan sempurna dan tidak longgar.

- c) Setelah botol tercekam, selanjutnya menyalakan motor listrik dan *mini pump* cairan pendingin yang menghasilkan gaya potong.
- d) Selanjutnya memutar engkol *power screw* untuk mengarahkan jig menuju mata potong sehingga menghasilkan gaya makan untuk melakukan proses pemotongan botol kaca persegi.



Gambar 3.3 Diagram alur proses pemotongan botol

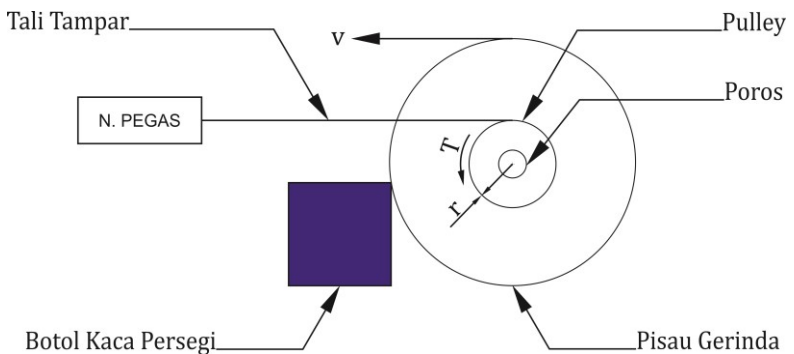
“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB IV PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN

Bab ini akan membahas tentang perhitungan gaya dan daya yang ditransmisikan ke komponen-komponen elemen mesin seperti poros, V-belt, puli, bearing, dan motor yang digunakan untuk memotong botol kaca persegi. Untuk dapat mengetahui perhitungan mesin pemotong botol kaca persegi, maka dilakukan pembahasan sebagai berikut.

4.1 Perhitungan Torsi

Untuk menghitung Torsi yang dibutuhkan oleh mesin, terlebih dahulu mencari besarnya gaya penggerindaan (F) yang didapat dari pengujian dengan menggunakan neraca pegas yang dihubungkan dengan tali tampar dan dililitkan pada pulley pada poros, botol kaca persegi diletakkan dekat dengan *diamond wheel tool* kemudian menarik neraca pegas sampai poros berputar sehingga botol kaca persegi tergores dan lihat neraca pegas akan menunjukkan besarnya gaya penggerindaan dari botol kaca persegi tersebut.





Gambar 4.1 Gaya Penggerindaan

Tabel 4.1 Data pengujian gaya

No.	Percobaan	Gaya Penggerindaan (Kgf)
1	I	4
2	II	5
3	III	4
4	IV	5
5	V	7
Rata-Rata		5

Hasil dari pengujian beban pada botol kaca persegi diatas dapat diketahui gaya atau beban penggerindaan sebesar 5 kgf. Setelah Gaya penggerindaan (F) diketahui maka Torsi yang digunakan untuk mesin pemotong botol kaca persegi dapat ditentukan dari perhitungan berikut :

$$T = F. r$$

dimana :

F : 5 kgf (didapat saat pengujian)

r : $\frac{1}{2} . 3,5 \text{ in.} = \frac{1}{2} . 88,9 \text{ mm} = 44,45 \text{ mm}$

$$\begin{aligned}
 T &= F \cdot r \\
 &= 5 \text{ kgf} \cdot 44,45 \text{ mm} \\
 &= 222,25 \text{ kgf.mm}
 \end{aligned}$$

4.2 Perhitungan Daya

Sebelum mencari Daya yang dibutuhkan mesin pemotong botol kaca persegi, terlebih dahulu mencari putaran poros pada mesin (n_2) dari beberapa referensi seperti putaran pada mesin *Gemstone Cutter* dan hasil percobaan yang dilakukan dengan menggunakan *Hand Grinder* yang membutuhkan putaran tinggi, sehingga putaran poros pada mesin direncanakan sebesar $n = 1430 \text{ rpm}$.

Setelah putaran poros pada mesin diketahui, Daya yang dibutuhkan mesin pemotong botol persegi untuk proses penggerindaan, didapatkan perhitungan daya sebagai berikut:

$$P = \frac{T \cdot n}{9,74 \times 10^5}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Dimana: } T &= 222,25 \text{ kgf.mm} \\
 n &= 1430 \text{ rpm}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 P &= \frac{T \cdot n}{9,74 \times 10^5} \\
 &= \frac{222,25 \text{ kgf.mm} (1430 \text{ rpm})}{9,74 \times 10^5}
 \end{aligned}$$

$$= 0,3263 \text{ kW} = 326,3 \text{ Watt} = 0,437 \text{ HP}$$

Sehingga memilih motor AC dengan daya 0,5 HP

4.3 Perencanaan *Belt* dan *Pulley*

4.3.1 Menghitung Daya perencanaan (Pd) dan Torsi Perencanaan (Td)

Daya perencanaan mesin yang digunakan untuk menrecanakan belt dan pulley dapat dihitung dengan menggunakan persamaan:

$$P_d = P \cdot f_c$$

Dimana: $P = 0,5 \text{ HP} = 373 \text{ Watt} = 0,373 \text{ kW}$

$f_c = \text{Safety Factor} = 1,2$ (lampiran 4)

Sehingga:

$$P_d = P \cdot f_c$$

$$= 373 \text{ watt} \cdot 1,2$$

$$= 447,6 \text{ watt} = 0,4476 \text{ kW}$$

Torsi perencanaan mesin yang digunakan untuk merencanakan belt dan pulley dapat dihitung dengan menggunakan persamaan:

$$T_d = 9,74 \times 10^5 \cdot \frac{P_d}{n}$$

Dimana: $P_d = 447,6 \text{ watt}$

$$n = 1430 \text{ rpm}$$

Sehingga:

$$T_d = 9,74 \times 10^5 \cdot \frac{P_d}{n}$$

$$= 9,74 \times 10^5 \cdot \frac{447,6 \text{ watt}}{1430 \text{ rpm}}$$

$$= 304,8 \text{ kgf} \cdot \text{mm} \approx 305 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$$

Jadi, untuk menghitung perencanaan Belt dan Pulley menggunakan data putaran pada motor sebesar (n) 1430 rpm, Daya perencanaan sebesar (Pd) 447,6 watt, dan Torsi perencanaan (Td) sebesar 305 kgf.mm

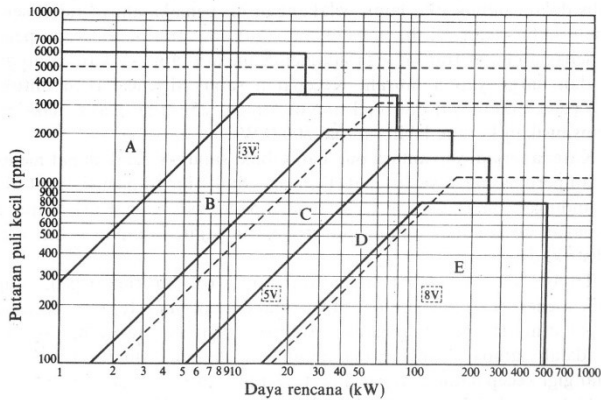
4.3.2 Pemilihan Tipe Belt

Sebelum menghitung perencanaan pada *belt*, maka ditentukan terlebih dahulu jenis *belt* yang akan digunakan. Pemilihan jenis *belt* ini dipilih dari daya yang akan ditransmisikan, serta putaran yang terjadi pada *pulley*.

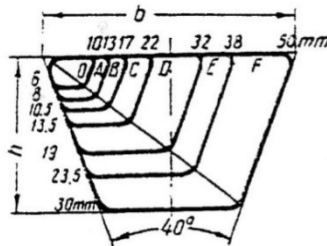
Dengan daya perencanaan yang didapatkan dari perhitungan 0,4476 kW dan putaran yang direncanakan sebesar

1430 rpm, maka didapatkan *belt* yang sesuai dengan **Gambar**.

4.2



Gambar 4.2 Diagram pemilihan *V-belt*



Gambar 4.3 Dimensi *V-belt*

Dari Gambar 4.1 maka menggunakan tipe *V-belt* jenis A, dari tabel dimensi *V-belt* (lampiran 7) didapatkan dimensi *V-belt* jenis A adalah sebagai berikut:

$$\text{Tinggi}(b) = 13 \text{ mm}$$

$$\text{Lebar}(h) = 8 \text{ mm}$$

$$\text{Luas penampang (A)} = 0,81 \text{ cm}^2$$

4.3.3 Menghitung Diameter *Pulley* yang Digerakkan

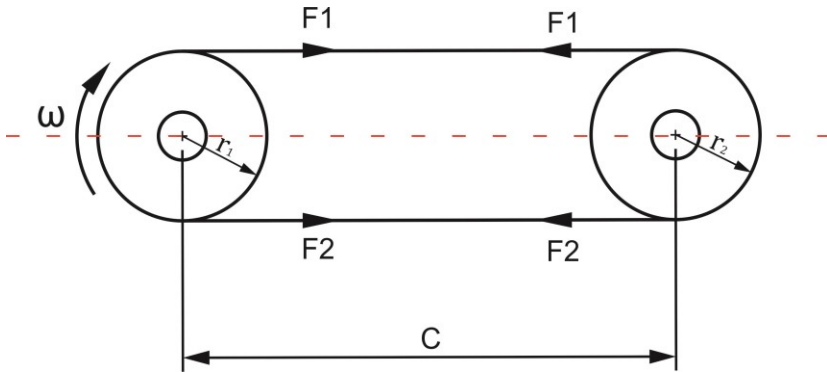
Untuk mengetahui diameter *pulley* agar menghasilkan torsi yang besar minimal digunakan diameter *pulley* yang sama, maka dipakai rumus perbandingan reduksi ($i=1$).

$$i = 1$$

Dimana: $D_1 = 88,9 \text{ mm}$ (Direncanakan)

$$n_1 = n_2 = 1430 \text{ rpm}$$

Jadi diameter *pulley* penggerak dan *pulley* yang digerakkan adalah sama, yaitu 88,9 mm.



Gambar 4.4 Perencanaan sistem transmisi *belt* dan *pulley*

4.3.4 Kecepatan Keliling *Belt*

Perhitungan kecepatan keliling *belt* di pengaruhi oleh diameter *pulley* dan putaran. Maka didapatkan perhitungan sebagai berikut:

$$v = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60 \cdot 1000}$$

dimana : $D = D_1 = D_2 = 88,9 \text{ mm}$

$$n = n_1 = n_2 = 1430 \text{ rpm}$$

sehingga:

$$v = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000}$$

$$v = \frac{\pi \cdot 88,9 \text{ mm} \cdot 1430 \text{ rpm}}{60 \text{ sec} \cdot 1000}$$

$$v = 6,652 \text{ m/s}$$

4.3.5 Panjang Belt (L)

Untuk mengetahui panjang perencanaan *belt* yang digunakan digunakan rumus sebagai berikut.

$$L = 2 C + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 C}$$

dimana:

Jarak antar poros perencanaan (C) = 830 mm

$D_1 = D_2 = 88,9 \text{ mm}$

Sehingga:

$$L = 2 (830 \text{ mm}) + \frac{\pi}{2} (88,9 + 88,9) \text{ mm} + \frac{(88,9 - 88,9)^2 \text{ mm}}{4 (830 \text{ mm})}$$

$$L = 1660 \text{ mm} + 279,146 \text{ mm} + 0$$

$$L = 1939,14 \text{ mm}$$

Berdasarkan *tabel* pada *lampiran 7* dimensi Tipe belt A, panjang belt yang paling mendekati hitungan adalah 2000 mm. Jadi, panjang belt yang digunakan adalah 2000 mm.

4.3.6 Pengecekan Jarak Antar Poros (C)

Besarnya jarak antar poros dapat dihitung dengan persamaan:

$$c = \frac{b + \sqrt{b^2 - 8 (D_2 - D_1)^2}}{8}$$

Dimana: $b = 2L - \pi (D_2 + D_1)$

$$= 2(2000 \text{ mm}) - \pi (88,9 \text{ mm} + 88,9 \text{ mm})$$

$$= 4000 \text{ mm} - 558,292 \text{ mm}$$

$$= 3441,708 \text{ mm}$$

Sehingga:

$$\begin{aligned} C &= \frac{3441,708 \text{ mm} + \sqrt{(3441,708 \text{ mm})^2 - 8 (88,9 \text{ mm} - 88,9 \text{ mm})^2}}{8} \\ &= \frac{3441,708 \text{ mm} + 3441,708 \text{ mm}}{8} \\ &= 860,427 \text{ mm} \approx 860,00 \text{ mm} \end{aligned}$$

4.3.7 Perhitungan Gaya pada belt

Gaya efektif *belt* dapat dicari dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$F_e = F_1 - F_2 \quad (4-1)$$

dimana:

$$T_d = 305 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$$

$$e = 2,71$$

$$R_p = \frac{1}{2} \cdot 90 \text{ mm} = 45 \text{ mm}$$

$f = 0,3$; didapat dari tabel koefisien gesek (lampiran 8)

$$F_e = \frac{T}{R_p}$$

$$F_e = \frac{305 \text{ kgf} \cdot \text{mm}}{44,45 \text{ mm}} = 6,86 \text{ kgf}$$

Selanjutnya menghitung F_1 dan F_2 dengan persamaan sebagai berikut:

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f \cdot \alpha}$$

Dimana: F_1 = Gaya tarik belt bagian yang kencang

F_2 = Gaya tarik belt bagian yang kendur

α = $\pi \text{ rad}$

Sehingga:

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f \cdot \alpha}$$

$$\frac{F_1}{F_2} = 2,71^{0,3 \cdot 3,14}$$

$$F_1 = 2,5577 F_2 \quad (4-2)$$

Dari substitusi persamaan (4-2) ke persamaan (4-1) didapatkan:

$$F_e = F_1 - F_2$$

$$6,77 \text{ kgf} = 2,5577 F_2 - F_2$$

$$F_2 = \frac{6,86 \text{ kgf}}{2,5577} = 2,86 \text{ kgf}$$

$$\begin{aligned} F_1 &= 2,5577 F_2 \\ &= 2,5577 (2,86 \text{ kgf}) \\ &= 6,86 \text{ kgf} \end{aligned}$$

4.3.8 Pengecekan Jumlah Belt

Pada sub bab ini akan dilakukan pengecekan jumlah belt yang digunakan pada mesin, apakah sesuai jumlah beltnya 1 buah. Jumlah belt dapat hitung menggunakan rumus sebagai berikut:

$$Z = \frac{F_e}{\sigma_d \cdot A}$$

Gaya efektif belt (F_e) diketahui melalui hitungan sebesar 6,86 kgf dan luas penampang belt (A) sebesar 0,81 cm². Selanjutnya menghitung besarnya tegangan untuk memindahkan beban (σ_d) dengan menggunakan persamaan:

$$\sigma_d = \sigma_{d0} \cdot C_v \cdot C_a$$

dimana :

C_v = faktor kecepatan (1,0) (*Lampiran 12*)

Ca = faktor sudut kontak (1,0) (*Lampiran 12*)

σ_{d0} = tegangan untuk memindahkan beban

Untuk menghitung tegangan untuk memindahkan beban dapat dihitung menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$\sigma_{d0} = a - w \frac{h}{D_2}$$

dimana:

D_2 : diameter *pulley* yang digunakan

h : lebar *belt*

a : konstanta yang dapat dicari secara eksperimen dapat dilihat pada tabel (*Lampiran 11*) = $25 \frac{kgf}{mm^2}$

w : konstanta yang dapat dicari secara eksperimen dapat dilihat pada tabel (*Lampiran 11*) = $120 \frac{kgf}{mm^2}$

Sehingga:

$$\sigma_{d0} = 25 \frac{kgf}{mm^2} - 120 \frac{kgf}{mm^2} \cdot \frac{8mm}{88,9mm}$$

$$\sigma_{d0} = 14,38 \frac{kgf}{mm^2}$$

Setelah tegangan awal untuk memindahkan beban (σ_{d0}) diketahui sebesar $14,38 \text{ kgf/mm}^2$, selanjutnya mencari nilai tegangan pada belt:

$$\sigma_d = \sigma_{d0} \cdot Cv \cdot Ca$$

$$\sigma_d = 14,20 \cdot 1,0 \cdot 1,0$$

$$\sigma_d = 14,20 \frac{kgf}{mm^2}$$

Setelah mendapat nilai σ_d mencari jumlah belt:

$$Z = \frac{Fe}{\sigma_d \cdot A}$$

$$Z = \frac{6,86 \text{ kgf}}{14,20 \cdot 0,81}$$

$$Z = 0,596 \approx 1,00$$

$$Z = 1 \text{ buah}$$

Jadi, jumlah belt yang digunakan berjumlah 1 buah.

4.3.9 Tegangan Maksimum pada Belt

Tegangan maksimum pada belt dapat diketahui dengan menggunakan rumus :

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 + \frac{Fe}{2 \cdot A} + \frac{\gamma \cdot v^2}{10 \cdot g} + Eb \frac{h}{D_2}$$

dimana:

$$h = 8 \text{ mm}$$

$$\gamma = 1,25 \frac{\text{kg}}{\text{dm}^3} \text{ (berat spesifikasi untuk bahan belt "Rubber Canvas") (Lampiran 13)}$$

$$E_b = 300 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \text{ (modulus elastisitas) (Lampiran 13)}$$

$$\sigma_0 = 12 \text{ kg/cm}^2 \text{ (tegangan awal untuk V-belt)}$$

$$F_e = 6,86 \text{ kgf}$$

$$A = 0,81 \text{ cm}^2$$

$$v = 6,652 \text{ m/s}$$

$$g = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$D_2 = 88,9 \text{ mm}$$

Sehingga:

$$\begin{aligned} \sigma_{\max} &= 12 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} + \frac{6,86 \text{ kgf}}{2 \cdot 0,81 \text{ cm}^2} + \frac{1,25 \frac{\text{kg}}{\text{dm}^3} (6,652 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}{10 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} + \\ &\quad 300 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \cdot \frac{8 \text{ mm}}{88,9 \text{ mm}} \\ \sigma_{\max} &= 42,82 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \end{aligned}$$

4.3.10 Perhitungan Umur *Belt*

Umur *belt* dapat diketahui dari rumus:

$$H = \frac{N_{base}}{3600 \cdot u \cdot X} \cdot \left[\frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right]^m$$

dimana:

$$\text{Dimana: } N_{base} = 10^7 \text{ cycle}$$

$$U = \frac{V}{L} = \frac{6,6535 \frac{m}{s}}{2 \text{ m}} = 3,32 \text{ (s}^{-1}\text{)}$$

$$X = 2 \text{ buah (jumlah pulley yang berputar)}$$

$$\sigma_{fat} = 90 \frac{kgf}{cm^2}$$

$$\sigma_{max} = 42,82 \frac{kgf}{cm^2}$$

$$m = 8 \text{ (konstanta } v - \text{ belt)}$$

Sehingga nilai H dirumuskan sebagai berikut:

$$H = \frac{10^7}{3600 \cdot 3,32 \cdot 2} \left[\frac{90}{42,82} \right]^8$$

$$H = 159328,97 \text{ jam}$$

bila satu hari = 8 jam kerja, maka umur belt dalam satuan hari sebesar 19916,12 hari.

4.4 Perencanaan Poros

4.4.1 Jenis Bahan Poros yang Digunakan

Sebelum perencanaan poros, terlebih dahulu ditentukan bahan poros yang digunakan, daya motor yang digunakan dan putaran yang diperlukan oleh poros. Adapun keterangannya sebagai berikut:

Bahan poros: AISI C4130 ($\sigma_{yp} = 87 \text{ ksi}$)

$$\sigma_{yp} = 87 \text{ ksi} = 61,18 \frac{kgf}{mm^2}$$

$$\begin{aligned}
 \sigma_{syp} &= 0,5 \times \sigma_{yp} \\
 &= 0,5 \times 61,18 \text{ kgf/mm}^2 \\
 &= 35,48 \text{ kgf/mm}^2
 \end{aligned}$$

Putaran poros (n_2): 1430 rpm

4.4.2 Perhitungan Gaya dan Momen yang terjadi pada poros

Pada sub bab ini akan dicari diameter poros melalui rumus sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 \tau_{max} &\leq \frac{0,5 \cdot S_{yp}}{N} \\
 \frac{16}{\pi D^3} \cdot \sqrt{M^2 + T^2} &\geq \frac{0,5 \cdot S_{yp}}{N}
 \end{aligned}$$

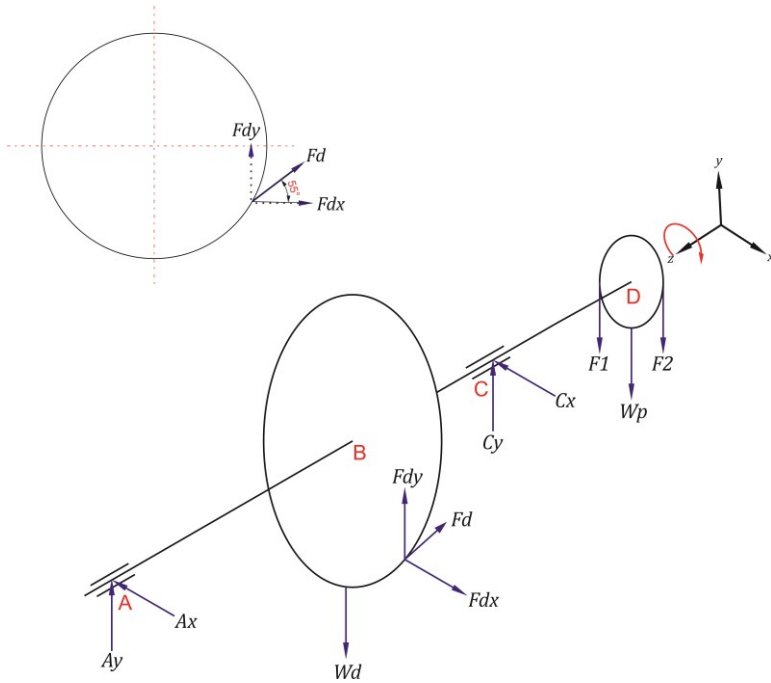
dengan :

$$T : 63.000 \frac{N}{n} \text{ (lbf.in)}$$

$$M : \sqrt{(M_h)^2 + (M_v)^2}$$

$$N : \text{Faktor keamanan}$$

Untuk mendapatkan besarnya momen bending (M_b) terlebih dahulu mencari Momen bending pada arah horizontal (M_{bh}) dan momen bending pada arah Vertikal (M_{bv}) yang diperjelaskan dengan gambar berikut:



Gambar 4.5 Diagram Benda Bebas Poros

Dimana:

F_1 = Gaya Belt Kencang

F_2 = Gaya Belt Kendur

F_d = Gaya Pemotongan yang terjadi pada Disk

$$F_d = \frac{T}{rd} = \frac{222,25}{152,4} = 1,458 \text{ kgf}$$

F_{dx} = Reaksi Gaya Pemotongan arah Horizontal

$$F_{dx} = F_d \cdot \cos 55^\circ = 1,458 \cdot \cos 55^\circ = 0,836 \text{ kgf}$$

F_{dy} = Reaksi Gaya Pemotongan arah vertikal

$$F_{dy} = F_d \cdot \sin 55^\circ = 1,458 \cdot \sin 55^\circ = 1,194 \text{ kgf}$$

A_x = Gaya yang terjadi pada titik A, Arah Horizontal

C_x = Gaya yang terjadi pada titik C, Arah Horizontal

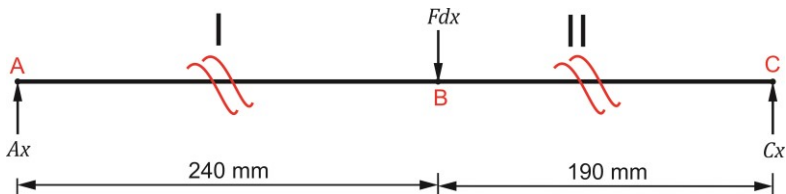
A_y = Gaya yang terjadi pada titik A, Arah Vertikal

C_y = Gaya yang terjadi pada titik C, Arah Vertikal

W_p = Berat Pulley

W_g = Berat Gerinda

Tinjauan Momen dan Gaya terhadap arah Horizontal



dimana:

$$Fd_x = 0,836 \text{ kgf}$$

Maka reaksi tumpuan pada bidang horizontal:

$$\sum M_{bA} = 0$$

$$Fd_x(240 \text{ mm}) - Cx(430 \text{ mm}) = 0$$

$$0,836 \text{ kgf}(240 \text{ mm}) - 430 Cx = 0$$

$$Cx = \frac{200,64}{430} \text{ kgf} = 0,466 \text{ kgf}$$

$$+\uparrow \sum Fx = 0$$

$$Ax + Cx - Fd_x = 0$$

$$Ax + 0,466 \text{ kgf} - 0,836 \text{ kgf} = 0$$

$$Ax - 0,37 \text{ kgf} = 0$$

$$Ax = 0,37 \text{ kgf}$$

Potongan 1



$$+\uparrow Fx = 0$$

$$Ax - H_1 = 0$$

$$0,37 \text{ kgf} - H_1 = 0$$

$$H_1 = 0,37 \text{ kgf}$$

$$\curvearrowright \sum M_{bH1} = 0$$

$$-M_{H1} + Ax(x_1) = 0$$

$$-M_{H1} + 0,37 \text{ kgf}(x_1) = 0$$

$$M_{H1} = 0,37 \text{ kgf}(x_1)$$

Sehingga nilai M_{H1} didapat:

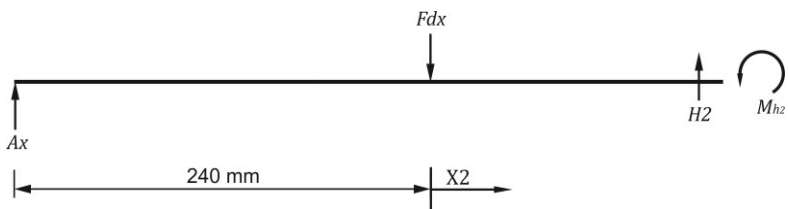
$$0 \leq X_1 \leq 240$$

$$X_1 = 0 \text{ mm} ; M_{H1} = 0 \text{ kgf.mm}$$

$$X_1 = 120 \text{ mm} ; M_{H1} = 44,4 \text{ kgf.mm}$$

$$X_1 = 240 \text{ mm} ; M_{H1} = 88,8 \text{ kgf.mm}$$

Potongan 2



$$+\uparrow \sum Fx = 0$$

$$Ax - Fd_x + H_2 = 0$$

$$0,37 - 0,836 \text{ kgf} + H_2 = 0$$

$$-0,466 \text{ kgf} + H_2 = 0$$

$$H_2 = 0,466 \text{ kgf}$$

$$\curvearrowright \sum M_{bH2} = 0$$

$$Ax(240 + x_2) - Fd_x(x_2) - M_{H2} = 0$$

$$0,37(240 + x_2) - 0,836(x_2) - M_{H2} = 0$$

$$M_{H2} = 88,8 + 0,37x_2 - 0,836x_2$$

$$M_{H2} = 88,8 - 0,466(x_2)$$

Sehingga nilai M_{H2} didapat:

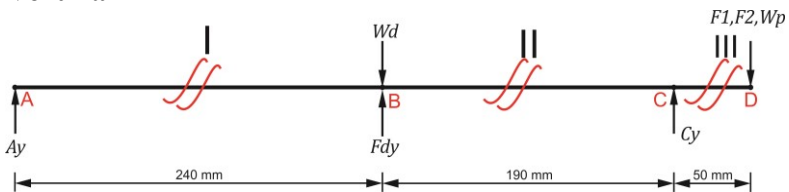
$$0 \leq X_2 \leq 240$$

$$X_2 = 0 \text{ mm} ; M_{H2} = 88,8 \text{ kgf.mm}$$

$$X_2 = 95 \text{ mm} ; M_{H2} = 44,53 \text{ kgf.mm}$$

$$X_2 = 190 \text{ mm} ; M_{H2} = 0,26 \text{ kgf.mm}$$

Reaksi Tumpuan Momen dan Gaya terhadap arah Vertikal



dimana:

$$F_1 : 6,86 \text{ kgf}$$

$$F_2 : 2,86 \text{ kgf}$$

$$W_d : 0,5 \text{ kgf}$$

$$W_p : 0,7 \text{ kgf}$$

Sehingga:

$$\curvearrowright \sum M_{bA} = 0$$

$$Wd(240mm) - Fd_y(240mm) - Cy(430mm) + (F1 + F2 + Wp)(480mm) = 0$$

$$0,5(240mm) - 1,194(240mm) - Cy(430mm) + (6,86 + 2,86 + 0,7)(480mm) = 0$$

$$4835,04 - 430Cy = 0$$

$$Cy = \frac{4835,04}{430} kgf$$

$$Cy = 11,244 kgf$$

$$+\uparrow \sum Fy = 0$$

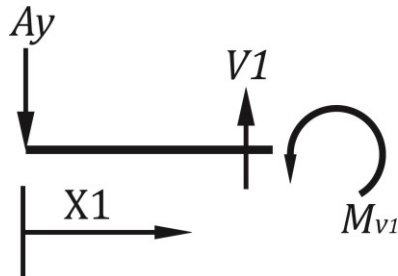
$$Ay + Fd_y - Wd + Cy - (F1 + F2 + Wp) = 0$$

$$Ay + 1,194 - 0,5 + 11,244 - (6,86 + 2,86 + 0,7) = 0$$

$$Ay + 1,524 kgf = 0$$

$$Ay = -1,524 kgf (\downarrow)$$

Potongan 1



$$+\uparrow \sum Fy = 0$$

$$-Ay + V1 = 0$$

$$-1,518 + V1 = 0$$

$$V1 = 1,518 kgf$$

$$\begin{aligned}
 \curvearrowright \sum M_{bV1} &= 0 \\
 -M_{v1} - Ay(X_1) &= 0 \\
 -M_{v1} - 1,518(X_1) &= 0 \\
 -M_{v1} - 1,518(X_1) &= 0 \\
 M_{v1} &= -1,518(X_1)
 \end{aligned}$$

Sehingga nilai M_{v1} didapat:

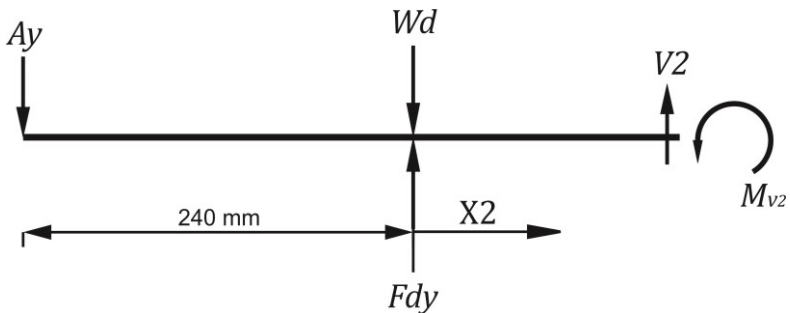
$$0 \leq X_1 \leq 240$$

$$X_1 = 0 \text{ mm} ; M_{v1} = 0 \text{ kgf.mm}$$

$$X_1 = 120 \text{ mm} ; M_{v1} = 182,16 \text{ kgf.mm}$$

$$X_1 = 240 \text{ mm} ; M_{v1} = 364,32 \text{ kgf.mm}$$

Potongan 2



$$\begin{aligned}
 +\uparrow \sum Fy &= 0 \\
 -Ay - Wd + Fdy + V2 &= 0 \\
 -1,518 - 0,5 + 1,194 + V2 &= 0 \\
 -0,824 + V2 &= 0 \\
 V2 &= 0,824 \text{ kgf}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \curvearrowright \sum M_{bV2} &= 0 \\
 -M_{v2} - Ay(240 + x_2) - Wd(x_2) + Fdy(x_2) &= 0
 \end{aligned}$$

$$-M_{v2} - 1,1518(240 + x_2) - 0,5(x_2) + 1,194(x_2) = 0$$

$$-M_{v2} - 364,32 - 0,824(x_2) = 0$$

$$M_{v2} = -364,32 - 0,824(x_2) \text{ kgf.mm}$$

Sehingga nilai M_{v2} didapat:

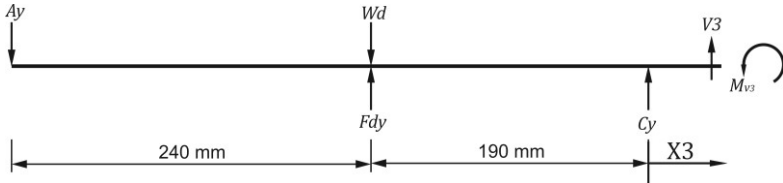
$$0 \leq x_2 \leq 190$$

$$X_2 = 0 \text{ mm} ; M_{v2} = -364,32 \text{ kgf.mm}$$

$$X_2 = 85 \text{ mm} ; M_{v2} = -434,36 \text{ kgf.mm}$$

$$X_2 = 190 \text{ mm} ; M_{v2} = -521 \text{ kgf.mm}$$

Potongan 3



$$+\uparrow \sum F_y = 0$$

$$-Ay - Wd + Fdy + Cy - V3 = 0$$

$$-1,518 - 0,5 + 1,194 + 11,244 - V3 = 0$$

$$-V3 + 10,42 = 0$$

$$V3 = 10,42 \text{ kgf}$$

$$\curvearrowright \sum M_{b3} = 0$$

$$-M_{v3} - Ay(430 + x_3) - Wd(190 + x_3) + Fdy(190 + x_3) + Cy(x_3) = 0$$

$$-M_{v3} - 1,518(430 + x_3) - 0,5(190 + x_3) + 1,194(190 + x_3) + 11,244(x_3) = 0$$

$$-M_{v3} - 521 - 10,42(x_3) = 0$$

$$M_{v3} = -521 - 10,42(x_3) \text{ kgf.mm}$$

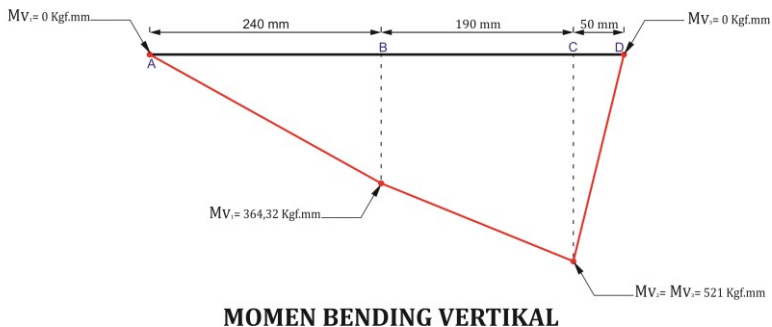
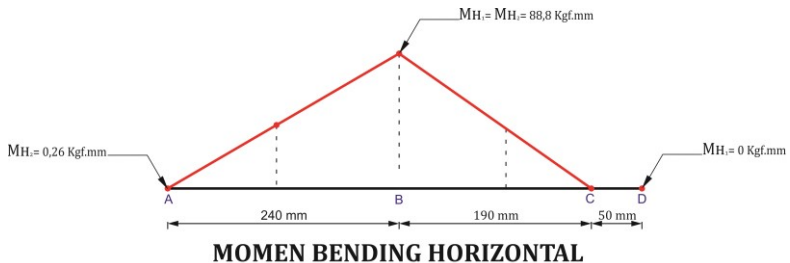
Sehingga nilai M_{v3} didapat:

$$0 \leq X_3 \leq 50$$

$$X_3 = 0 \text{ mm} ; M_{v3} = -521 \text{ kgf.mm}$$

$$X_3 = 25 \text{ mm} ; M_{v3} = -260,5 \text{ kgf.mm}$$

$$X_3 = 50 \text{ mm} ; M_{v3} = 0 \text{ kgf.mm}$$



Gambar 4.6 Diagram Momen bending Poros

Momen terbesar

Setelah menghitung besar momen bending terhadap arah horizontal dan Vertikal, selanjutnya mencari besar momen bending total pada setiap titik berdasarkan **Gambar 4.7** Diagram Momen bending Poros yang nantinya akan digunakan untuk mencari diameter poros. menghitung besar momen bending dapat menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$M_b = \sqrt{(M_{bh})^2 + (M_{bv})^2}$$

Dimana:

M_{bh} = Momen bending pada arah horizontal

M_{bv} = Momen bending pada arah Vertikal

Setelah menghitung momen bending total disetiap titik, hasilnya pada titik C adalah momen bending terbesar pada poros dengan perhitungan sebagai berikut:

$$M_{bc} = \sqrt{(M_{bhc})^2 + (M_{bvc})^2}$$

$$M_{bc} = \sqrt{(0)^2 + (521)^2}$$

$$M_{bc} = 521 \text{ kgf.mm}$$

4.4.3 Perhitungan Diameter Poros

$$D^3 \leq \frac{16 \cdot N}{\pi \cdot 0,5 \cdot S_{yp}} \cdot \sqrt{M + T}$$

$$D \leq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot N}{\pi \cdot 0,5 \cdot S_{yp}} \cdot \sqrt{M^2 + T^2}}$$

dimana:

$$M = 521 \text{ kgf.mm}$$

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{Pd}{n}$$

$$= 9,74 \times 10^5 \frac{0,4476}{1430 \text{ rpm}}$$

$$= 304,86 \approx 305 \text{ kgf.mm}$$

$$N = 2$$

Sehingga:

$$D \leq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2}{\pi \cdot 0,5 \cdot 61,18 \text{ kgf/mm}^2} \cdot \sqrt{(512^2 + 305^2) \text{ kgf} \cdot \text{mm}}}$$

$$D \geq 6 \text{ mm}$$

pada perencanaan menggunakan poros berdiameter 25 mm.

4.5 Perencanaan Pasak

Untuk diameter poros 25 mm, maka digunakan pasak dengan tipe *square*. Pasak tipe ini pada umumnya mempunyai dimensi $W=H= \frac{1}{4}$ (lampiran 14) dari diameter poros (D), yaitu :

$$W = H = \frac{1}{4} (D)$$

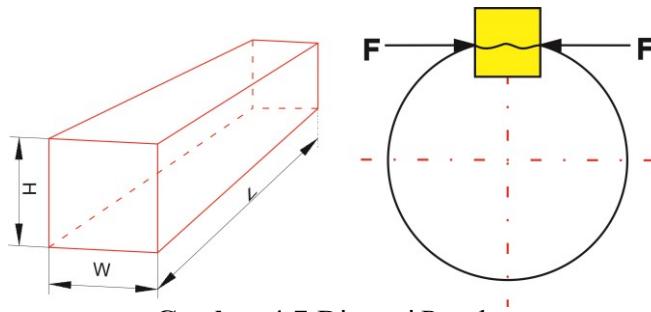
$$= \frac{1}{4} (25 \text{ mm})$$

$$= 6,25 \text{ mm}$$

Bahan pasak direncanakan baja AISI A1020 *stress yield point* (S_{yp}) = 52 ksi.

$$S_{yp} = 52 \text{ ksi} = 36,4 \text{ kgf/mm}^2$$

4.5.1 Gaya yang Terjadi pada Pasak



Gambar 4.7 Dimensi Pasak

Gaya pada pasak dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$T = F \frac{D}{2}$$

$$F = \frac{2 \cdot T}{D}$$

dimana:

$$D = 25 \text{ mm}$$

$$T = Td = 305 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$$

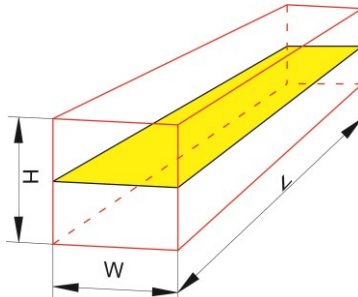
Maka gaya pada pasak didapatkan:

$$F = \frac{2 \cdot 305 \text{ kgf} \cdot \text{mm}}{25}$$

$$F = 24,4 \text{ kgf}$$

4.5.2 Tinjauan Terhadap Tegangan Geser

Gaya tangensial yang bekerja pada pasak menyebabkan tegangan geser. Adapun tegangan geser yang bekerja pada pasak dapat dihitung dengan menggunakan persamaan:



Gambar 4.8 Luasan untuk tegangan geser

$$\tau_s = \frac{F}{A}$$

$$\tau_s = \frac{2T}{W \cdot L \cdot D}$$

Supaya pasak aman, maka syarat yang harus dipenuhi adalah:

$$\tau_s \leq \frac{S_{syp}}{N}$$

$$\frac{2T}{W \cdot L \cdot D} \leq \frac{S_{syp}}{N}$$

$$L \geq \frac{2T \cdot N}{W \cdot 0,5 \cdot S_{yp} \cdot D}$$

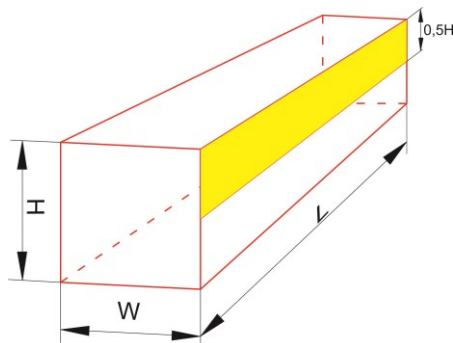
$$L \geq \frac{2 \cdot 305 \text{ kgf} \cdot \text{mm} \cdot 2,5}{6,25 \text{ mm} \cdot 0,5 \cdot 36,4 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \cdot 25 \text{ mm}}$$

$$L \geq 0,7 \text{ mm}$$

Pada perencanaan menggunakan pasak dengan panjang 20 mm

4.5.3 Tinjauan Terhadap Tegangan Kompresi

Tegangan kompresi yang bekerja pada pasak dihitung dengan menggunakan rumus :



Gambar 4.9 Luasan untuk tegangan kompresi

$$\sigma_c = \frac{F}{A} = \frac{2T}{0,5 W \cdot L \cdot D} = \frac{4T}{W \cdot L \cdot D}$$

Panjang pasak pada tegangan kompresi :

$$\sigma_c \leq \frac{S_{yp}}{N}$$

$$\frac{4T}{W \cdot L \cdot D} \leq \frac{S_{yp}}{N}$$

$$L \geq \frac{4T \cdot N}{W \cdot S_{yp} \cdot D}$$

$$L \geq \frac{4 \cdot 305 \text{ kgf} \cdot \text{mm} \cdot 2,5}{6,25 \text{ mm} \cdot 0,58 \cdot 36,4 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \cdot 25 \text{ mm}}$$

$$L \geq 1,00 \text{ mm}$$

Pada perencanaan menggunakan pasak dengan panjang 20 mm.

4.6 Perhitungan Bearing

Dari hasil analisa dan perhitungan, maka diperoleh data sebagai berikut :

Diameter Poros	= 25 mm
Gaya <i>bearing</i> A	= (Ax) = 0,37 kgf
	= (Ay) = 1,524 kgf
Gaya <i>bearing</i> C	= (Cx) = 0,466 kgf
	= (Cy) = 11,244 kgf
Diameter shaft <i>bearing</i> A	= 20 mm
Diameter shaft <i>bearing</i> C	= 20 mm

Pada Tabel *basic load rating* Bearing (Lampiran 15) diketahui :

Diameter Shaft *bearing* A = Diameter Shaft *bearing* C = 20 mm

$$C = 2750 \text{ lbf} = 1247 \text{ Kgf}$$

$$C_o = 1750 \text{ lbf} = 794 \text{ Kgf}$$

4.6.1 Perhitungan Beban Radial pada Bearing

Untuk mencari beban equivalent dibutuhkan nilai dari beban radial (F_r) dan beban aksial (F_a). beban aksial (F_a) sudah diketahui sedangkan beban radial (F_r) belum diketahui. Untuk mencari besar nilai beban radial (F_r) dapat dihitung dengan persamaan:

$$F_R = \sqrt{(F_x)^2 + (F_y)^2}$$

Dimana:

F_R = Gaya Radial Bearing

F_x = Gaya pada bearing yang terjadi pada sumbu X

F_y = Gaya pada bearing yang terjadi pada sumbu Y

Sehingga:

4.6.1.1 Beban Radial pada Bearing A

$$F_{RA} = \sqrt{(F_{Ax})^2 + (F_{Ay})^2}$$

$$F_{RA} = \sqrt{(0,37)^2 + (1,524)^2}$$

$$F_{RA} = 1,568 \text{ kgf}$$

4.6.1.2 Beban Radial pada Bearing C

$$F_{RC} = \sqrt{(F_{Cx})^2 + (F_{Cy})^2}$$

$$F_{RC} = \sqrt{(0,466)^2 + (11,244)^2}$$

$$F_{RC} = 11,25 \text{ kgf}$$

4.6.2 Beban Equivalen pada Bearing A

Untuk mengetahui nilai beban ekuivalen bearing (P) dapat dihitung dengan persamaan:

$$P = F_s (V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a)$$

dimana:

$F_s = \text{Service factor} = \text{Light Shock load} = 1,5$ (lampiran 17)

$C_o = 1750 \text{ lbf} = 794 \text{ Kgf}$ (lampiran 16)

$F_a A = 0 \text{ kgf}$ (beban aksial)

$F_r A = 1,568 \text{ kgf}$ (beban radial)

$V = 1$ (ring dalam yang berputar)

Cara memilih harga X dan Y dapat dilakukan dengan langkah-langkah sebagai berikut :

$$1. \frac{F_a}{V \cdot F_r} \geq e ; \text{ maka } X = 1 \text{ dan } Y = 0$$

Sehingga :

$$P = F_s (V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a)$$

$$P = 1,5 (1 \cdot 1 \cdot 1,568 \text{ kgf} + 0 \cdot 0 \text{ kgf})$$

$$P = 2,352 \text{ kgf}$$

4.6.3 Beban Equivalen pada Bantalan C

Bantalan menerima beban yang berkombinasi antara beban radial (F_r) dan beban aksial (F_a) karena jenis bantalan yang dipilih adalah *single row ball bearing* maka nilai beban ekivalen bearing (P) didapat:

$$P = F_s (V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a)$$

diketahui :

$F_s = \text{Service factor} = \text{Light Shock load} = 1,5$ (lampiran 17)

$C_o = 1750 \text{ lbf} = 794 \text{ kgf}$ (lampiran 16)

$F_a C = 0 \text{ kgf}$ (beban aksial)

$F_r C = 11,25 \text{ kgf}$ (beban radial)

$V = 1$ (ring dalam yang berputar)

Cara memilih harga X dan Y dapat dilakukan dengan langkah-langkah sebagai berikut :

$$1. \frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e ; \text{ maka } X = 1 \text{ dan } Y = 0$$

Sehingga :

$$P = Fs (V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a)$$

$$P = 1,5(1 \cdot 1 \cdot 11,25 \text{ kgf} + 0 \cdot 2,8 \text{ kgf})$$

$$P = 16,875 \text{ kgf}$$

4.6.4 Umur Bearing A

Jadi umur bantalan A dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot n_p} \left(\frac{C}{P} \right)^b$$

dimana :

$$C = 2750 \text{ lbf} = 1247 \text{ kgf}$$

$$b = 3 (\text{untuk ball bearing})$$

$$n_p = 1430 \text{ rpm} (\text{putaran poros beban maksimum})$$

$$P = 2,352 \text{ kgf}$$

Sehingga :

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot n_p} \left(\frac{C}{P} \right)^b$$

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 1430 \text{ rpm}} \left(\frac{1247 \text{ kgf}}{2,352 \text{ kgf}} \right)^3$$

$$L_{10} = 1737001208 \text{ Jam}$$

Bila dalam satu hari kerja = 8 jam, maka umur bearing adalah 217125150,9 Hari.

4.6.5 Umur Bearing C

Jadi umur bantalan C dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot n_p} \left(\frac{C}{P} \right)^b$$

dimana :

$C = 2750 \text{ lbf} = 1247 \text{ Kgf}$ (tabel pada lampiran 15)

$b = 3$ (untuk ball bearing)

$n_p = 1430 \text{ rpm}$ (putaran poros beban maksimum)

$P = 16,875 \text{ kgf}$

Sehingga :

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot n_p} \left(\frac{C}{P} \right)^b$$

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 1430 \text{ rpm}} \left(\frac{1247 \text{ kgf}}{16,875 \text{ kgf}} \right)^3$$

$$L_{10} = 4703062,26 \text{ Jam}$$

Bila dalam satu hari kerja = 8 jam, maka umur bearing adalah
587882,78 Hari

4.7 Pengujian mesin

4.7.1 Mesin Pemotong Botol Kaca Persegi

Berikut Foto Mesin Pemotong Botol kaca persegi:



Gambar 4.10 Mesin Pemotong Botol Kaca Persegi

4.7.2 Prosedur Pengujian

Setelah merencanakan mesin pemotong botol persegi melalui perhitungan dan mewujudkannya, langkah selanjutnya adalah melakukan pengujian mesin dengan prosedur sebagai berikut:

1. Memilih botol kaca persegi dengan dimensi maksimal diameter mulut botol 20 mm, tinggi badan botol 90 x 90 mm, tebal botol 3 mm dan panjang 300 mm.
2. Menempatkan botol kaca persegi pada meja mesin dan beri bantalan berupa kayu di setiap bagian botol yang bersentuhan dengan besi.
3. Kunci botol kaca persegi dengan menggunakan toggle clamp dan memastikan botol tidak bergerak.
4. Menyalakan mini pump untuk menyeprotkan cairan pendingin.

5. Menyalakan motor AC 0,5 HP
6. Mengarahkan meja menuju pisau potong dengan memutar ujung *powerscrew*, tunggu sampai botol kaca persegi terbelah.
7. Melepaskan kunci toogle clamp pada botol dan mengambil botol dari meja mesin.

4.7.3 Hasil Pengujian Mesin

4.7.3.1 Pengujian Mesin dengan ukuran keliling botol kaca 360 mm

Berdasarkan percobaan yang dilakukan dengan dua botol ukuran keliling botol 360 mm masing-masing tiga kali percobaan diperoleh data sebagai berikut:

Tabel 4.2 Percobaan menggunakan botol dengan keliling 360 mm

Percobaan Ke-	Loadin g	Peng uncian	Proses Pemotongan	Proses pelepasan pengunci	Unloading	Total
1	15 detik	12 detik	21 detik	5 detik	10 detik	63 detik
2	13 detik	11 detik	20 detik	3 detik	10 detik	57 detik
3	16 detik	10 detik	22 Detik	5 Detik	13 Detik	66 Detik
Rata-Rata						62 Detik

Dari tabel tersebut dapat disimpulkan untuk memotong satu botol kaca persegi dengan keliling botol 360 mm membutuhkan waktu 62 detik, sehingga mesin ini dapat memotong 58 botol/ jam.

4.7.3.2 Pengujian Mesin dengan ukuran keliling botol kaca 280 mm

Berdasarkan percobaan yang dilakukan dengan dua botol ukuran keliling botol 280 mm masing-masing tiga kali percobaan diperoleh data sebagai berikut:

Tabel 4.3 Percobaan menggunakan botol dengan keliling 280 mm

Percobaan Ke-	Loading	Penguncian	Proses Pemotongan	Proses pelepasan pengunci	Unloading	Total
1	15 detik	10 detik	13 detik	5 detik	10 detik	53 detik
2	17 detik	11 detik	15 detik	3 detik	10 detik	56 detik
3	15 detik	13 detik	12 Detik	5 detik	11 detik	56 detik
Rata-Rata						55 Detik

Dari tabel tersebut dapat disimpulkan untuk memotong satu botol kaca persegi dengan keliling botol 280 mm membutuhkan waktu 55 detik, sehingga mesin ini dapat memotong 65 botol/ jam

4.7.4 Hasil Pemotongan

Berikut adalah Gambar hasil potongan dari Mesin Pemotong botol kaca persegi:



Gambar 4.11 Hasil Pemotongan dari Mesin Pemotong Botol Kaca Persegi

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB V

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Dari perhitungan dan perencanaan pada “*Rancang Bangun Mesin Pemotong Botol Kaca persegi*” ini diperoleh hasil sebagai berikut :

1. Untuk proses pemotong botol kaca persegi dibutuhkan gaya pemotongan sebesar 5 kgf. Daya motor yang didapatkan dari pendekatan perhitungan sebesar 326,3 Watt, sehingga motor yang digunakan adalah motor AC dengan daya 0,5 HP dengan putaran 1430 rpm.
2. Sistem transmisi yang digunakan adalah *Belt* dan *pulley*. Pada poros motor terpasang *pulley* dengan diameter 90 mm, dan *pulley* yang digerakkan berdiameter 90 mm. Dengan rasio 1:1. Kedua *pulley* dihubungkan dengan *v-belt* tipe A yang panjangnya 2000 mm dengan prediksi umur *belt* yaitu 19916,12 hari.
3. Poros yang digunakan adalah poros dengan diameter 25mm dan panjang 480mm dengan bahan ST50.
4. Pasak yang digunakan adalah pasak tipe *square* dengan dimensi W x H x L (6,25 x 6,25 x 20) mm untuk menyesuaikan dengan panjang pasak pada poros dan menggunakan bahan AISI A1020.
5. Tipe *bearing* yang digunakan pada poros adalah tipe *single row ball bearing*, dengan prediksi umur *bearing* A yaitu 217.125.150,9 hari dan prediksi umur *bearing* C yaitu 587.882,78 hari.

6. Hasil dan Pembahasan Percobaan

Setelah dilakukan percobaan menggunakan dua botol yang berbeda ketebalan kaca. Untuk botol kaca persegi yang memiliki keliling 360 mm membutuhkan waktu 62 detik, sehingga mesin dapat memotong dalam satu jam sebanyak 58 botol. Untuk botol kaca persegi yang memiliki keliling 280 mm membutuhkan waktu 55 detik, sehingga mesin dapat memotong dalam satu jam sebanyak 65 botol.

5.2 Saran

1. Posisi botol sebaiknya bisa diatur berbagai arah agar dapat dipotong dibagian yang diinginkan.
2. Pemasangan pisau lebih dipermudah
3. Membuat rangkaian listrik yang lebih aman dan lebih tertutup untuk mencegah terjadinya konsleting listrik.
4. Sebaiknya untuk gaya pemotongan menggunakan bandul agar gaya pemotongan konstan.
5. Penutup Pisau diberi semacam fiber lentur agar semprotan air yang dihasilkan dari proses pemotongan tidak meluber kebagian belakang mesin.

DAFTAR PUSTAKA

- Deutschman, Aaron D. 1975. *Machine Design : Theory and Practice*. New York : Macmillan Publishing Co., Inc.
- Doborvolsky v . *Machine Elements* : Peace Publishers , Moscow
- Kalpakjian, Schmid, 2009. *Manufacturing Engineering And Technology*, Sixth Edition, Addison Wesley.
- Limbachiya,M.C&Roberts,J.J.(2004).*Glass Waste*. London: Thomas Telford
- McGraw-Hill Concise Encyclopedia of Engineering. © 2002 by The McGraw-Hill Companies, Inc. Rusia: McGraw-Hill Companies
- Prof. Richard Lehman. 2014. *The Mechanical Properties of Glass*. New Jersey: Rutgers University, USA
- Sularso,Kiyokatsu Suga. 1994. *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, Cetakan ke 10.PT. Pradnya Paramita, Jakarta
- www.ebottles.com/articles/GlassHistory.htm *History of glass bottles* diakses pada 25 01 2016 (14:30)
- www.slideplayer.com/slide/5960060/ diakses pada 28 03 2016 (08:05)
- www3.nd.edu/~manufact/MPEM_pdf_files/Ch08.pdf diakses pada 02 04 2016 (10:45)
- www.slideshare.net/nakulrtm/cutting-speed-feedanddoc?next_slideshow=1 diakses pada 17 04 2016 (20:30)
- www.slideshare.net/gauravgunjan24/theory-ofmetalcutting diakses pada 12 05 2016 (09:36)
- lancet.mit.edu/motors/motors3.html diakses pada 15 05 2016 (17:15)
- www.jegjog.com/wp-content/upload/2014/bottle-cutter diakses pada 21 05 2016 (19:25)

Lampiran 1a. Tabel Konversi Satuan

TABLE 1. Conversion Factors		
Area		
1 mm ² = 1.0 × 10 ⁻⁶ m ²	1 ft ² = 144 in. ²	
1 cm ² = 1.0 × 10 ⁻⁴ m ² = 0.1550 in. ²	1 in. ² = 6.4516 cm ² = 6.4516 × 10 ⁻⁴ m ²	
1 m ² = 10.7639 ft ²	1 ft ² = 0.092 903 m ²	
Conductivity		
1 W/m·K = 1 J/s·m·K		
= 0.577 789 Btu/h·ft·R	1 Btu/h·ft·R = 1.730 735 W/m·K	
Density		
1 kg/m ³ = 0.06242797 lbm/ft ³	1 lbm/ft ³ = 16.018 46 kg/m ³	
1 g/cm ³ = 1000 kg/m ³		
1 g/cm ³ = 1 kg/L		
Energy		
1 J = 1 N·m = 1 kg·m ² /s ²		
1 J = 0.737 562 lbf·ft	1 lbf·ft = 1.355 818 J	
1 cal (Int.) = 4.1868 J	= 1.28507 × 10 ⁻³ Btu	
	1 Btu (Int.) = 1.055 056 kJ	
1 erg = 1.0 × 10 ⁻⁷ J	= 778.1693 lbf·ft	
1 eV = 1.602 177 33 × 10 ⁻¹⁹ J		
Force		
1 N = 0.224809 lbf	1 lbf = 4.448 222 N	
1 kp = 9.80665 N (1 kgf)		
Gravitation		
g = 9.80665 m/s ²	g = 32.17405 ft/s ²	
Heat capacity, specific entropy		
1 kJ/kg·K = 0.238 846 Btu/lbm·R	1 Btu/lbm·R = 4.1868 kJ/kg·K	
Heat flux (per unit area)		
1 W/m ² = 0.316 998 Btu/h·ft ²	1 Btu/h·ft ² = 3.15459 W/m ²	
Heat transfer coefficient		
1 W/m ² ·K = 0.176 11 Btu/h·ft ² ·R	1 Btu/h·ft ² ·R = 5.67826 W/m ² ·K	
Length		
1 mm = 0.001 m = 0.1 cm	1 ft = 12 in.	
1 cm = 0.01 m = 10 mm = 0.3970 in.	1 in. = 2.54 cm = 0.0254 m	
1 m = 3.28084 ft = 39.370 in.	1 ft = 0.3048 m	
1 km = 0.621 371 mi	1 mi = 1.609344 km	
1 mi = 1609.3 m (US statute)	1 yd = 0.9144 m	

Lampiran 1b. Tabel Konversi Satuan (lanjutan)

TABLE (Continued) Conversion Factors	
Specific kinetic energy (V^2)	
$1 \text{ m}^2/\text{s}^2 = 0.001 \text{ kJ/kg}$	$1 \text{ ft}^2/\text{s}^2 = 3.9941 \times 10^{-5} \text{ Btu/lbm}$
$1 \text{ kJ/kg} = 1000 \text{ m}^2/\text{s}^2$	$1 \text{ Btu/lbm} = 25037 \text{ ft}^2/\text{s}^2$
Specific potential energy (Zg)	
$1 \text{ m} \cdot g_{\text{std}} = 9.80665 \times 10^{-3} \text{ kJ/kg}$	$1 \text{ ft} \cdot g_{\text{std}} = 1.0 \text{ lbf-ft/lbm}$
$= 4.21607 \times 10^{-3} \text{ Btu/lbm}$	$= 0.001285 \text{ Btu/lbm}$
	$= 0.002989 \text{ kJ/kg}$
Specific volume	
$1 \text{ cm}^3/\text{g} = 0.001 \text{ m}^3/\text{kg}$	
$1 \text{ cm}^3/\text{g} = 1 \text{ L/kg}$	
$1 \text{ m}^3/\text{kg} = 16.01846 \text{ ft}^3/\text{lbm}$	$1 \text{ ft}^3/\text{lbm} = 0.062428 \text{ m}^3/\text{kg}$
Temperature	
$1 \text{ K} = 1^\circ\text{C} = 1.8 \text{ R} = 1.8 \text{ F}$	$1 \text{ R} = (5/9) \text{ K}$
$\text{TC} = \text{TK} - 273.15$	$\text{TF} = \text{TR} - 459.67$
$= (\text{TF} - 32)/1.8$	$= 1.8 \text{ TC} + 32$
$\text{TK} = \text{TR}/1.8$	$\text{TR} = 1.8 \text{ TK}$
Universal Gas Constant	
$R = N_A k = 8.31451 \text{ kJ/kmol} \cdot \text{K}$	$R = 1.98589 \text{ Btu/lbmol} \cdot \text{R}$
$= 1.98589 \text{ kcal/kmol} \cdot \text{K}$	$= 1545.36 \text{ lbf-ft/lbmol} \cdot \text{R}$
$= 82.0578 \text{ atm} \cdot \text{L/kmol} \cdot \text{K}$	$= 0.73024 \text{ atm} \cdot \text{ft}^3/\text{lbmol} \cdot \text{R}$
	$= 10.7317 (\text{lbf/in.}^2) \cdot \text{ft}^3/\text{lbmol} \cdot \text{R}$
Velocity	
$1 \text{ m/s} = 3.6 \text{ km/h}$	$1 \text{ ft/s} = 0.681818 \text{ mi/h}$
$= 3.28084 \text{ ft/s}$	$= 0.3048 \text{ m/s}$
$= 2.23694 \text{ mi/h}$	$= 1.09728 \text{ km/h}$
$1 \text{ km/h} = 0.27778 \text{ m/s}$	$1 \text{ mi/h} = 1.46667 \text{ ft/s}$
$= 0.91134 \text{ ft/s}$	$= 0.44704 \text{ m/s}$
$= 0.62137 \text{ mi/h}$	$= 1.609344 \text{ km/h}$
Volume	
$1 \text{ m}^3 = 35.3147 \text{ ft}^3$	$1 \text{ ft}^3 = 2.831685 \times 10^{-2} \text{ m}^3$
$1 \text{ L} = 1 \text{ dm}^3 = 0.001 \text{ m}^3$	$1 \text{ in.}^3 = 1.6387 \times 10^{-5} \text{ m}^3$
$1 \text{ Gal (US)} = 3.785412 \text{ L}$	$1 \text{ Gal (UK)} = 4.546090 \text{ L}$
$= 3.785412 \times 10^{-3} \text{ m}^3$	$1 \text{ Gal (US)} = 231.00 \text{ in.}^3$

Lampiran 1c. Tabel Konversi Satuan(lanjutan)

TABLE (Continued) Conversion Factors			
Mass			
1 kg	= 2.204 623 lbm	1 lbm	= 0.453 592 kg
1 tonne	= 1000 kg	1 slug	= 14.5939 kg
1 grain	= 6.47989×10^{-5} kg	1 ton	= 2000 lbm
Moment (torque)			
1 N-m	= 0.737 562 lbf-ft	1 lbf-ft	= 1.355 818 N-m
Momentum (mV)			
1 kg-m/s	= 7.232 94 lbm-ft/s	1 lbm-ft/s	= 0.138 256 kg-m/s
	= 0.224809 lbf-s		
Power			
1 W	= 1 J/s = 1 N-m/s	1 lbf-ft/s	= 1.355 818 W
	= 0.737 562 lbf-ft/s		= 4.626 24 Btu/h
1 kW	= 3412.14 Btu/h	1 Btu/s	= 1.055 056 kW
1 hp (metric)	= 0.735 499 kW	1 hp (UK)	= 0.7457 kW
			= 550 lbf-ft/s
			= 2544.43 Btu/h
1 ton of refrigeration	= 3.516 85 kW	1 ton of refrigeration	= 12 000 Btu/h
Pressure			
1 Pa	= 1 N/m ² = 1 kg/m-s ²	1 lbf/in. ²	= 6.894 757 kPa
1 bar	= 1.0×10^5 Pa = 100 kPa		
1 atm	= 101.325 kPa	1 atm	= 14.695 94 lbf/in. ²
	= 1.01325 bar		= 29.921 in. Hg [32 F]
	= 760 mm Hg [0°C]		= 33.899 5 ft H ₂ O [4°C]
	= 10.332 56 m H ₂ O [4°C]		
1 torr	= 1 mm Hg [0°C]	1 psi	= 0.068 95 bar
1 m m Hg [0°C]	= 0.133 322 kPa	1 in. Hg [0°C]	= 0.49115 lbf/in. ²
1 m H ₂ O [4°C]	= 9.806 38 kPa	1 in. H ₂ O [4°C]	= 0.036126 lbf/in. ²
Specific energy			
1 kJ/kg	= 0.42992 Btu/lbm	1 Btu/lbm	= 2.326 kJ/kg
	= 334.55 lbf-ft/lbm	1 lbf-ft/lbm	= 2.98907×10^{-3} kJ/kg
			= 1.28507×10^{-3} Btu/lbm

Lampiran 2. *Safety Factor*

1	$N = 1,25 - 1,5$ for exceptionally reliable materials used under controllable conditions and subjected to loads and stresses that can be determined with certainty. Used almost invariably where low weight is a particularly important consideration.
2	$N = 1,5 - 2$ for well-known materials, under reasonably constant environmental conditions, subjected to loads and stresses that can be determined readily.
3	$N = 2 - 2,5$ for average materials operated in ordinary environments and subjected to loads and stresses that can be determined.
4	$N = 2,5 - 3$ for less tried or for brittle materials under average conditions of environment, load, stress.
5	$N = 3 - 4$ for untried materials used under average conditions of environment, load, and stress.
6	$N = 3 - 4$ should also be used with better known materials that are to be used in uncertain environments or subjected to uncertain stresses.
7	Repeated loads : the factors established in items 1 to 6 are acceptable but must be applied to the endurance limit rather than the yield strength of the materials.
8	Impact forces : the factors given in items 3 to 6 are acceptable, but an impact factor should be included.
9	Brittle materials : where the ultimate strength is used as the theoretical maximum. The factors presented in items 1 to 6 should be approximately doubled.
10	Where higher factors might appear desirable, a more thorough analysis of the problem should be undertaken before deciding upon their use.

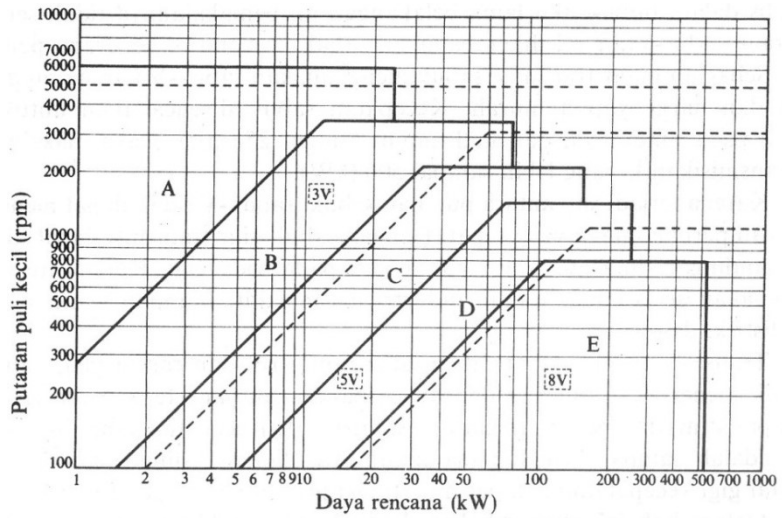
Lampiran 3. Tabel Kekuatan Material

Mechanical Properties of Materials -- Comparison						
Material	Density	Modulus	Yield	Ultimate	Specific Yield	Specific Stiffness
Glass	2.6	70	70	70	26.9	26.9
Aluminum, Alloy 1100-H14	2.7	69	110	120	40.7	25.6
Steel, High Strength, low range	7.85	200	340	550	43.3	25.5
Magnesium, low	1.8	43	80	140	44.4	23.9
Steel, hot rolled, 1% C	7.85	200	580	960	73.9	25.5
Glass, Phys Tempered	2.6	70	210	210	80.8	26.9
Steel, High Strength, high range	7.85	200	1000	1200	127.4	25.5
Aluminum, Alloy 2014-T6	2.7	72	410	500	151.9	26.7
Magnesium, high	1.8	43	280	340	155.6	23.9
Titanium, low	4.5	110	760	900	168.9	24.4
Glass, Chem. Tempered	2.6	70	500	500	192.3	26.9
Titanium, high	4.5	110	1000	1200	222.2	24.4
Glass, Fibers	2.6	70	4000	4000	1538.5	26.9

Lampiran 4. *Safety factor belt*

Mesin yg digerakkan	Penggerak					
	Momen puntir puncak 200%			Momen puntir puncak >100%		
	Motor AC(momen normal, sangkar bajing sinkron) motor arus searah (lilitan shunt)			Motor AC balik (momen tinggi, fase tunggal, lilitan seri) motor arus searah (lilitan kompon, lilitan seri), mesin torak, kopling tak tetap		
	Jumlah jam kerja per hari			Jumlah jam kerja per hari		
	3-5 jam	8-10 jam	16-24 jam	3-5 jam	8-10 jam	16-24 jam
<i>Variasi beban sangat kecil</i>						
Pengaduk zat cair, kipas angin, blower (sampai 7,5 kw), pompa sentrifugal, konveyor tugas ringan	1,0	1,1	1,2	1,2	1,3	1,4
<i>Variasi beban kecil</i>						
Konveyor sabuk(pasir, batu bara) pengaduk, kipas angin(lebih dari 7,5 kW), mesin torak , peluncur, mesin perkakas, mesin percetakan, mesin perajang singkong dan sejenisnya.	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
<i>Variasi beban sedang</i>						
Konveyor (ember, sekrup), pompa torak, kompresor, gilingan palu, pengocok, roots-blower, mesin tekstil, mesin kayu, mesin perajang rumput dan akar, dan sejenisnya.	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8
<i>Variasi beban besar</i>						
Penghancur, gilingan bola atau batang, pengangkat, mesin pabrik karet (rol karet, lender)	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0

Lampiran 5. Diagram pemilihan Belt



Lampiran 6. Diameter Pule Kecil

Tipe Belt	A	B	C	D	E	3V	5V	8V
Diameter minimum yang diijinkan (mm)	65	115	175	300	450	67	180	315
Diameter minimum yang diijinkan (mm)	95	145	225	350	550	100	224	360

Lampiran 7. Dimensi Belt

Type of belt	Cross-sectional			Design length of belt, L Mm
	b mm	h mm	A cm²	
O	10	6	0,47	400; 450; 560; 630; 710; 800; 900 1000; 1120; 1250; 1400; 1600 1800; 2000; 2240; 2500
A	13	8	0,81	560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120 1250; 1400; 1600; 1800; 2000 2240; 2500; 2800; 3150; 3550; 4000
B	17	10,5	1,38	800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400 1600; 1800; 2000; 2240; 2500 2800; 3150; 3550; 4000; 4500 5000; 5600; 6300
C	22	13,5	2,3	1800; 2000; 2240; 2500; 2800 3150; 3550; 4000; 4500; 5000 5600; 6300; 7100; 8000; 9000; 10.000
D	32	19	4,75	3150; 3550; 4000; 4500; 5000 5600; 6300; 7100; 8000; 9000 10.000; 11.000; 12.500; 14.000
E	38	23,5	6,95	4500; 5000; 5600; 7100 8000; 9000; 10.000; 11.200; 12.500 14.000; 16.000; 18.000
F	50	30	11,7	6300; 7100; 8000; 9000; 10.000 11.200; 12.500; 14.000; 16.000; 18.000

Lampiran 8. Koefisien Gesek antara Belt dan Pulley

Type of belt	Pule material			
	Compressed paper	wood	steel	Cast iron
<u>Leather :</u>				
Tanned with vegetable compound	0.35	0.30	0.25	0.25
Tanned with mineral compound	0.50	0.45	0.40	0.40
<u>Cotton :</u>				
Solid woven	0.28	0.25	0.22	0.22
Stitched	0.25	0.23	0.20	0.20
<u>Woolen</u>	0.45	0.40	0.35	0.35
<u>Rubber</u>	0.35	0.32	0.30	0.30

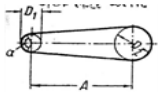
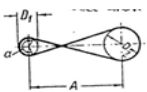
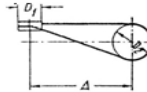
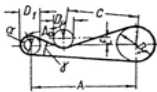
Sumber : (Dobrovolsky, 1985: 206)

Lampiran 9. Tabel Perencanaan Pulley

Tipe Belt	A	B	C	D	E	3V	5V	8V
Diameter minimum yg diijinkan (mm)	65	115	175	300	450	67	180	315
Diameter minimum yg dianjurkan (mm)	95	145	225	350	550	100	224	360

(Sumber : Sularso, 2004 : 186)

Lampiran 10. Sudut kontak dan panjang belt

Sketch				
Arc of contact between the belt and the smaller pulley	$\alpha \approx 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{A} 60^\circ$	$\alpha \approx 180^\circ - \frac{D_2 + D_1}{A} 60^\circ$	$\alpha \approx 180^\circ + \frac{D_1}{A} 60^\circ$	$\alpha \approx 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{A} 60^\circ + \frac{(D_1 + D_F - 2E)}{2A_F}$
Geometrical length of belt (disregarding tension and sag)	$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A}$	$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 + D_1)^2}{4A}$	$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{D_2^2 + D_1^2}{4A}$	$L = (A + Ap + C) + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{8A} + \frac{(D_2 + D_F)^2}{8A} + \frac{(D_1 + D_F)^2}{8C} - \frac{E}{Ap} \frac{(D_1 + D_F)}{2} - \frac{E}{C} \frac{(D_2 + D_F)}{2}$

(Sumber : Dobrovolsky, 1985: 232-233)

Lampiran 11. Tipe dan dimensi dari V-Belt

Cross-section of V-belt		(Ukuran untuk Gambar 3.9a)						
		O	A	B	C	D	E	F
Cross-section area (A) in cm ²		0.5	0.8	1.4	2.3	4.8	7.0	11.7
In conformity with the standard design of inner* length of belt in mm	min	500*	500*	630*	1.800	3.150	4.500	6.300
	max	2.500	4.000	6.300	9.000	11.000	14.000	1.120*
Difference between design and inner length of belt in mm		25	33	40	55	76	95	120
Minimum allowable design diameters of pulleys in mm		63	90	125	200	315	500	800
Constants in formula (3-25)	a	23	25	28	30	32	32	32
	w	100	120	180	215	280	350	440
Maximum recommended velocity v max in m/sec		25	25	25	25	30	30	30
Design width of belt a _d in mm		8.5	11	14	19	27	32	42
Rated size of pulley grooves (Fig.3-10)*	e	10	12.5	16	21	28.5	34	43
	c	2.5	3.5	5	6	8.5	10	12.5
	t	12	16	20	26	37.5	44.5	58
	s	8	10	12.5	17	24	29	38
β°		34-40				36-40	38-40	

Note : The angle of groove (β) is selected depending on the pulley diameter; lesser angle corresponds to a lesser diameter. (Sumber : Dobrovolsky, 1985: 216)

Lampiran 12. Faktor kecepatan (C_v) dan Faktor sudut kontak C_α

Faktor kecepatan (C_v)

Kecepatan belt v (m/s)	1	5	10	15	20	25	30
Belt datar, C_v	1,04	1,03	1,0	0,95	0,88	0,79	0,68
Vbelt, C_v	1,05	1,04	1,0	0,94	0,85	0,74	0,60

(Sumber :Dobrovolsky, 1985: 236)

Faktor sudut kontak C_α

Sudut kontak α (°)	80	120	140	160	180	220
Belt datar, C_α	-	0,82	0,88	0,94	1,0	1,12
V-belt, C_α	0,62	0,83	0,90	0,96	1,0	1,08

(Sumber : Dobrovolsky, 1985: 237)

Lampiran 13. Dimensi dan Bahan Untuk Belt

	Leather	Rubber canvas	Solid-woven cotton	Woven woolen	Interstit ched rubber	Woven semi-linen
Width b in mm	20-300	20-500	30-250	50-300	20-137	15-53
Thickness h in mm	Single 3-5.5 Double 7.5-10	2.5-13.5	4.5-6.5-8.5	6-9-11	1.75-2.5-3.3	1.75
UTS in kgf/cm ²	200	4-10 (without layers), 370 (with layers)	350-405	300	300	500
Max elongation	10% at 100kg/cm ²	18% at rupture	20-25% at rupture	60% at rupture	16% at rupture	10% at rupture
Ratio D_{min}/h recommended	35	40	30-40	30	40	30
Allowable	25	30	25-35	25	30	25
Recommended max velocity max in m/sec	40	20-30	25	30	50	50
Specific weight in kgf/dm ³	0.98	1.25-1.50	0.75-1.05	0.90-1.24	≈1.2	≈1.0
Constanta a	29	25	21	18	23	21
w (formula 3-25)	300	100	150	150	200	150
Modulus of Elastisitas, E_b in kgf/cm ²	1.000-1.500	800-1.200	300-600	—	1.000-1.200	—

Lampiran 14. Pemilihan Pasak

Shaft Diameter	Width and Thickness of Key, in*	Bottom of Key, set to Opposite side of Shaft, S	Shaft Diameter	Width and Thickness of Key, in*	Bottom of Key, set to Opposite Side of Shaft, S	Shaft Diameter	Width and Thickness of Key, in*	Bottom of Key, set to Opposite side of Shaft, S	Shaft Diameter	Width and Thickness of Key, in*	Bottom of Key, set to Opposite Side of Shaft, S
$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8}$	0.430	$\frac{1}{16}$	$\frac{3}{8}$	1.225	$\frac{3}{8}$	$\frac{5}{8}$	2.021	$\frac{3}{8}$	1	3.309
$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{8}$	0.493	$\frac{1}{8}$	$\frac{3}{8}$	1.289	$\frac{7}{16}$	$\frac{5}{8}$	2.084	$\frac{3}{16}$	1	3.373
$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{16}$	0.517	$\frac{9}{16}$	$\frac{3}{8}$	1.352	$\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	2.148	4	1	3.437
$\frac{11}{16}$	$\frac{3}{16}$	0.561	$\frac{1}{8}$	$\frac{3}{8}$	1.416	$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	2.275	$\frac{1}{4}$	1	3.690
$\frac{3}{4}$	$\frac{5}{16}$	0.644	$\frac{11}{16}$	$\frac{1}{8}$	1.479	$\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$	2.402	$\frac{7}{16}$	1	3.851
$\frac{13}{16}$	$\frac{3}{16}$	0.708	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$	1.542	$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{4}$	2.450	$\frac{1}{2}$	1	3.944
$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{16}$	0.771	$\frac{13}{16}$	$\frac{1}{2}$	1.527	$\frac{15}{16}$	$\frac{3}{4}$	2.514	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{4}$	4.042
$\frac{15}{16}$	$\frac{1}{4}$	0.796	$\frac{7}{8}$	$\frac{1}{2}$	1.591	1	$\frac{3}{4}$	2.577	$\frac{15}{16}$	$\frac{1}{4}$	4.232
1	$\frac{1}{4}$	0.859	$\frac{15}{16}$	$\frac{1}{2}$	1.655	$\frac{1}{8}$	$\frac{3}{4}$	2.704	5	$\frac{1}{4}$	4.296
$\frac{1}{16}$	$\frac{1}{4}$	0.923	2	$\frac{1}{2}$	1.718	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	2.831	$\frac{5}{4}$	$\frac{1}{4}$	4.550
$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{4}$	0.956	$\frac{1}{16}$	$\frac{1}{2}$	1.782	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	2.880	$\frac{7}{16}$	$\frac{1}{4}$	4.740
$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{4}$	1.049	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{2}$	1.845	$\frac{7}{16}$	$\frac{7}{8}$	2.944	$\frac{5}{2}$	$\frac{1}{4}$	4.803
$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	1.112	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{2}$	1.909	$\frac{1}{2}$	$\frac{7}{8}$	3.007	$\frac{5}{4}$	$\frac{1}{2}$	4.900
$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{16}$	1.137	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	1.972	$\frac{5}{8}$	$\frac{7}{8}$	3.140	$\frac{15}{16}$	$\frac{1}{2}$	5.091
$\frac{3}{8}$	$\frac{5}{16}$	1.201	$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{8}$	1.957	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	3.261	6	$\frac{1}{2}$	5.155

SOURCE: ASME, ANSI Standard B17.1-1967.

*Tolerance on key = +0.0010 in. for shafts $\frac{1}{8}$ to $\frac{1}{4}$ in., inclusive; +0.0015 in. for shafts $\frac{1}{4}$ to $\frac{3}{8}$ in., inclusive; +0.0030 in. for shafts $\frac{3}{8}$ to 1 in., inclusive.

Lampiran 15. Standart Dimensi pada Bearing

Standar dimensions and load rating of Radial Rolling Bearing

(Co = basic static load ,lb ; C = basic dynamic load rating, lb)

Bearing Bore, d mm	Outside Dia. D mm	Max Fillet Radius in	Dimension Series 03											
			Width B mm		Self aligning Ball Bearing		Single Row Deep Groove Ball Bearing		Angular Contact Sleep angle Ball Bearing		Cylindrical Roller Bearing		Spherical Roller Bearing	
			Co	C	Co	C	Co	C	Co	C	Co	C	Co	C
4	16	0,012	5											
5	19	0,012	6											
6														
7														
8														
9														
10	35	0,024	11				845	1400						
12	37	0,039	12	530	1630		1040	1680						
15	42	0,039	13	590	1650		1220	1960						
17	47	0,039	14	820	2170		1470	2340						
20	52	0,039	15	900	2150		1750	2750	1920	3000				
25	62	0,039	17	1350	3110		2390	3680	2870	4220				
30	72	0,039	19	1740	3700		3340	4850	3840	5370	2870	5130	6000	6700
35	80	0,059	21	2210	4350		4020	5750	4620	6340	3940	6760	8500	9500
40	90	0,059	23	2740	5110		5020	7040	5770	7740	6340	8830	9800	10800
45	100	0,059	25	3580	6600		6730	9120	7730	10100	9030	12900	13700	14700
50	110	0,079	27	3930	7510		8010	10700	9200	11800	11100	14200	17300	19300

Sumber : Deuschman, 1975

Lampiran 16. Nilai faktor X dan Y pada *Bearing*

Bearing type		Inner ring		Single row		Double row				e
		Rotating	Stationary	$F_a/VF_r > e$		$F_a/VF_r \leq e$		$F_a/VF_r > e$		
Deep groove ball bearing	F_a/C_0	V	V	X	Y	X	Y	X	Y	
	.014	1	1.2	0.56	2.30	1	0	0.56	2.30	.19
	.028				1.99				1.99	.22
	.056				1.71				1.71	.26
	.084				1.55				1.55	.28
	.11				1.45				1.45	.3
	.17				1.31				1.31	.34
	.28				1.15				1.15	.38
	.42				1.04				1.04	.42
.56				1.00				1.00	.44	
Angular contact ball bearing	20	1	1.2	.43	1.0	1	1.09	.70	1.63	.57
	25			.41	.87		.92	.67	1.44	.68
	30			.39	.76		.78	.63	1.24	.80
	35			.37	.66		.66	.60	1.07	.95
	40			.35	.57		.55	.57	.93	1.14
Self aligning ball bearing		1	1	.4	.4 $\cot\alpha$	1	.42 $\cot\alpha$.65	.65 $\cot\alpha$	1.5 $\tan\alpha$

Sumber : Deutschman, 1975

Lampiran 17. Service Factor Bearing

<i>No</i>	<i>Type of service</i>	<i>Multiply calculated load by following factors</i>	
		<i>Ball Bearing</i>	<i>Roller Bearing</i>
<i>1</i>	<i>Uniform and steady load</i>	<i>1,0</i>	<i>1,0</i>
<i>2</i>	<i>Light shock load</i>	<i>1,5</i>	<i>1,0</i>
<i>3</i>	<i>Moderate shock load</i>	<i>2,0</i>	<i>1,3</i>
<i>4</i>	<i>Heavy shock load</i>	<i>2,5</i>	<i>1,7</i>
<i>5</i>	<i>Extreme and indefinite shock load</i>	<i>3,0</i>	<i>2,0</i>

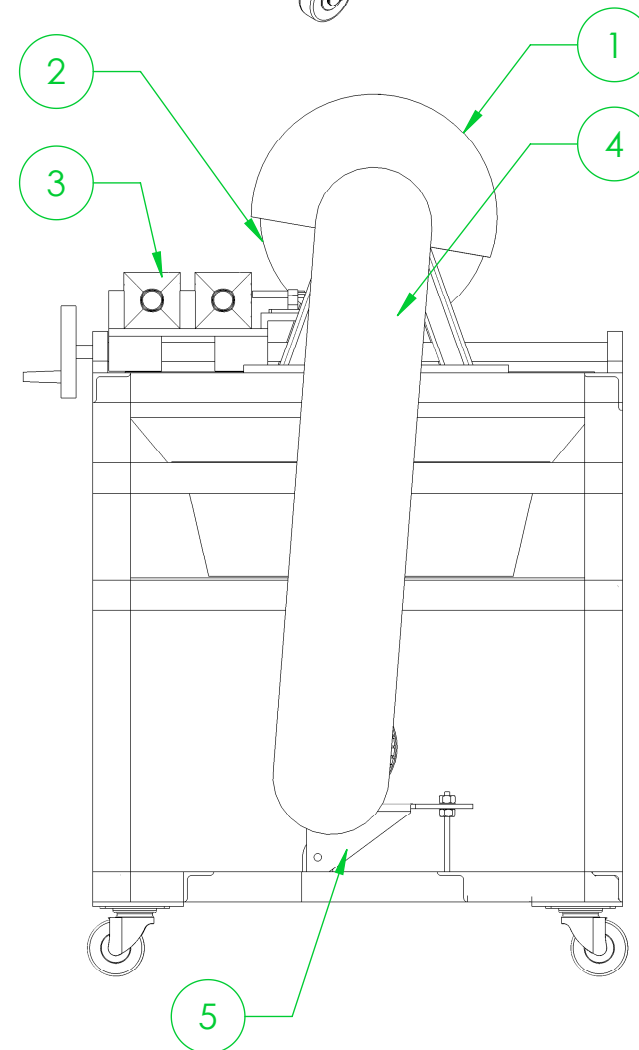
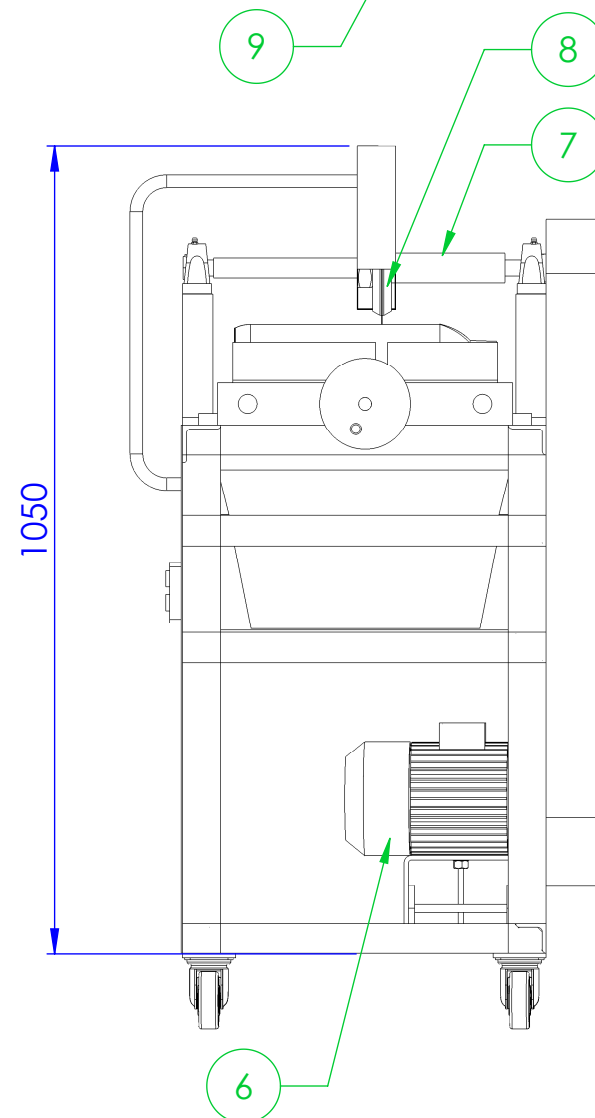
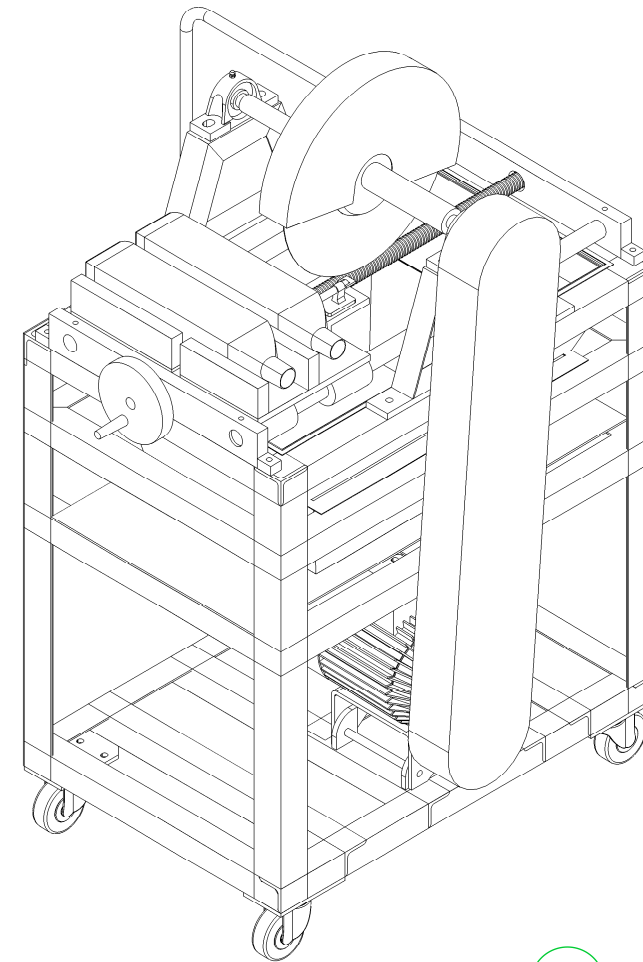
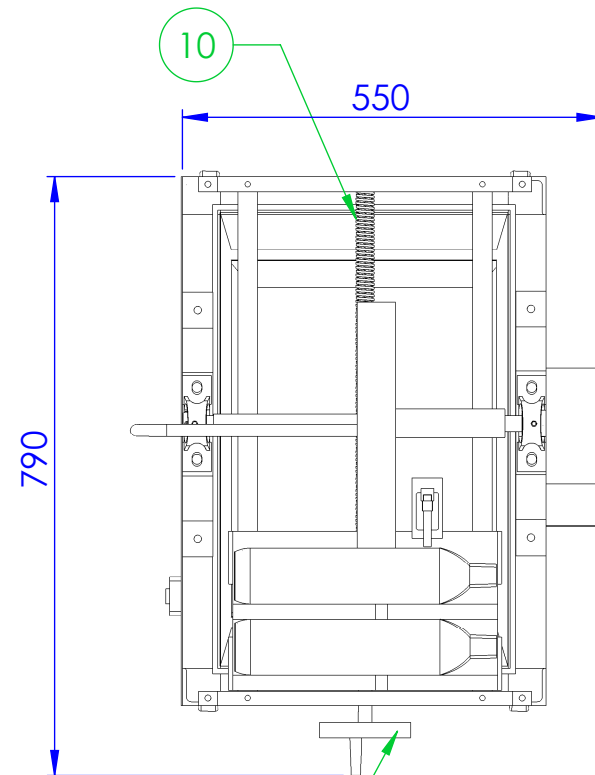
Lampiran 17. *Mechanical Properties of Steel*

AISI Type	Condition	Tensile Strength, ksi	Yield Strength, ksi	Elongat. in 2 in., %	Reduction in Area, %	Hardness, BHN	Machinability (Based on 1112 = 100)
4140	HRA	90	63	27	58	187	57
	CDA	102	90	18	50	223	66
	N	148	95	18	47	302	—
4340	HRA	101	69	21	45	207	45
	CDA	110	99	16	42	223	50
	N	185	126	11	41	363	—
4620	HR	85	63	28	64	183	58
	CD	101	85	22	60	207	64
	A	74	54	31	60	149	55
	N	83	53	29	67	174	—
4640	CDA	117	95	15	43	235	55
	A	98	63	24	51	179	55
	N	123	87	19	51	248	—
5120	CD	92	77	20	55	187	65
	CDA	87	70	23	60	179	65
5140	CDA	105	88	18	52	212	60
52100	HRA	100	81	25	57	192	45
	HRN	185	139	13	20	363	—
6150	CDA	111	95	14	44	223	45
	N	136	89	22	61	269	—
8620	HR	89	65	25	63	192	60
	CD	102	85	22	58	212	63
	A	78	56	31	62	149	—
	N	92	52	26	60	183	—
8640	CD	140	120	11	38	277	—
	CDA	107	90	14	45	217	60
8740	HRA	95	64	25	55	190	56
	CDA	107	96	17	48	223	66
	N	135	88	16	48	269	—
9255	HRA	113	71	22	41	229	45
	N	135	84	20	43	269	—
E9310	HR	115	75	22	58	241	45
	A	119	64	17	42	241	—
	N	132	83	19	58	269	—
9440	HR	123	80	18	47	241	—
	HRA	93	59	26	53	183	—
	N	110	72	25	58	223	—

AISI Type	Condition	Tensile Strength, ksi	Yield Strength, ksi	Elongat in 2 in., %	Reduction in Area, %	Hardness, BHN	Machinability (Based on 1112 = 100)
1010	HR	64	42	28	67	107	45
	CD	78	68	16	63	129	55
	CDA	64	48	28	65	131	55
1020	HR	65	43	36	59	143	50
	CD	78	66	20	55	156	65
	A N	57	52	37	66	111	90
1030	HR & turned	64	50	36	68	131	75
	CD	72	44	31	63	140	—
	A N	84	76	16	57	172	65
1040	HR	67	50	31	58	126	—
	CD	76	51	32	61	149	—
	A N	91	58	27	50	201	63
1045	HR	100	88	17	42	207	65
	CD	75	51	30	57	149	—
	A N	85	50	28	55	170	60
1050	HR	98	59	24	45	212	56
	CD	103	90	14	40	217	60
	A N	90	55	27	54	174	60
1095	HR	99	61	25	49	207	—
	CD	105	67	15	—	—	—
	A N	114	104	9	—	—	54
1118	HR	92	43	24	40	187	—
	CD	109	62	20	39	217	—
	A N	142	83	18	38	295	—
2330	HR	95	38	13	21	192	—
	CD	147	73	10	14	293	—
	A N	75	50	35	55	140	—
3140	HR	85	75	25	55	170	80
	CD	65	41	35	67	131	80
	A N	69	46	34	66	143	80
4130	HR	105	90	20	50	212	50
	CD	86	61	28	58	179	50
	A N	100	68	26	56	207	—
4130	HR	107	92	17	50	212	55
	CD	100	61	25	51	197	55
	A N	129	87	20	58	262	—
4130	HRA	86	56	29	57	183	65
	CDA	98	87	21	52	201	70
	N	97	63	26	60	197	50

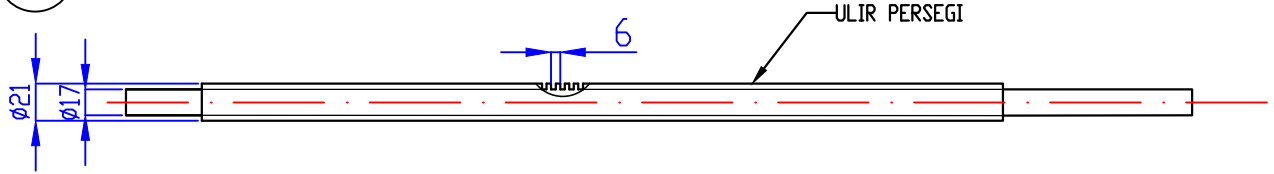
SOURCE: *ASME Handbook-Material Properties*, McGraw-Hill Book Co., 1964; *Ryanon Data Book*, Joseph T. Ryanon and Sons, Inc., 1965.

NOTE: HR = hot rolled, HRA = hot rolled annealed, CD = cold drawn, CDA = cold drawn annealed, HRN = hot rolled normalized, A = annealed, N = normalized.

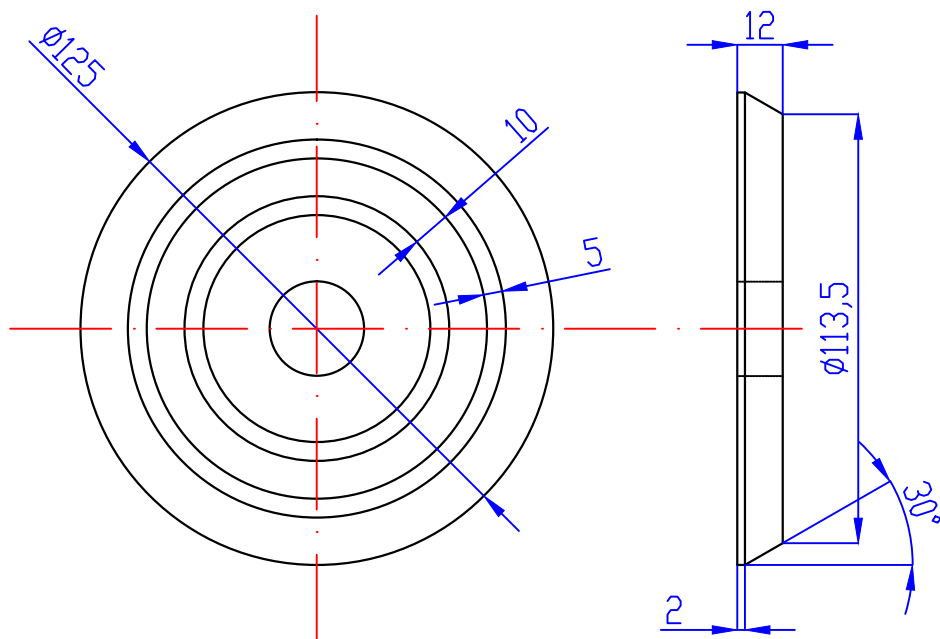


10.	1	POWERSCREW	-	680 mm	
9.	1	ENGKOL ERETAN	-	Ø 125	
8.	1	PENJEPIT PISAU	MS	Ø 125	
7.	1	POROS	AISI C4130	Ø 25 x 480 mm	M21 x 3-2
6.	1	MOTOR	-	-	AC 0.5 HP
5.	1	PENGENCANG BELT	MS	T= 2mm	
4.	1	TRANSMISSION CASE	PVC	Ø 100 x 980 mm	
3.	1	BOTOL	KACA	90 X 90 X 350mm	
2.	1	PISAU POTONG	DIAMOND	Ø 12 ln.	
1.	1	TUTUP PISAU	PVC	Ø 312 mm	
NO.	QTY	NAMA PART	BAHAN	UKURAN	KETERANGAN
		SKALA: 1:10	DIGAMBAR: NDARU SATRIYO U		PERINGATAN:
		SATUAN : mm	NRP : 2114 039 017		
		TANGGAL:12-07-17	DILIHAT : Ir. SUHARIYANTO, MT		
D3 TEKNIK MESIN			MESIN PEMOTONG BOTOL KACA PERSEGI		A3

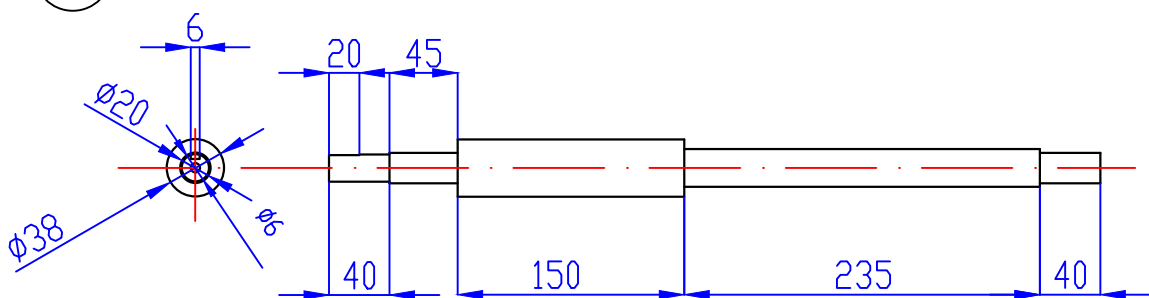
10



8



7



10	POWER SCREW	-	Ø21 X 700mm	
8	PENJEPIT PISAU	ABRASHIVE DIAMOND	Ø125	
7	POROS	AISI C4130	Ø25 X 480mm	
No	NAMA BAGIAN	BAHAN	UKURAN	KET.
	SKALA :	1 : 5	KETERANGAN :	
	SATUAN UKUR :	mm		
	TANGGAL :	17-07-2017		
D3 TEKNIK MESIN		MESIN PEMOTONG BOTOL KACA PERSEGI		No.
				A4

BIODATA PENULIS



Penulis bernama lengkap Ndaru Satriyo Utomo lahir di Surabaya, 05 November 1995 merupakan anak pertama dari dua bersaudara pasangan Bapak Sunardi dan Ibu Nurul Susiani yang beralamat di Jalan Siwalankerto Tengah No. 36, KELURAHAN Siwalankerto, Kecamatan Wonocolo, Kota Surabaya. Pendidikan formal pertama adalah SDN Siwalankerto 2 Surabaya, SMPN 13 Surabaya, dan SMA Hangtuah 4 Surabaya. Setelah lulus, penulis diterima di Jurusan Teknik Mesin

Program Studi D3 Teknik Mesin Produksi Kerjasama ITS-DISNAKERTRANSDUK Provinsi Jawa Timur dengan Nomor Registrasi Pokok (NRP) 2114039017.

Selama masa perkuliahan penulis pernah mengikuti beberapa kegiatan dan organisasi seperti menjadi staff Departemen Pengembangan Sumber daya Mahasiswa FORKOM M3NER-ITS periode 2015-2016, Ketua Departemen Pengembangan Sumber daya Mahasiswa FORKOM M3NER-ITS periode 2016-2017, ESQ Basic Training pada tahun 2014, Pembinaan FMD (Fisik, Mental, dan Disiplin) oleh Marinir di Puslatpur Purboyo pada tahun 2014, GERIGI (Generasi Integralistik) ITS pada tahun 2014.

BIODATA PENULIS



Penulis bernama lengkap Anisatul Rosyidah lahir di Madiun, 18 Agustus 1996 merupakan anak pertama dari tiga bersaudara pasangan Bapak Budi Hartono dan Ibu Sri Wahyuni yang beralamat di Pesapen 1 Kav.09 RT3/RW2 Sumur Welut, Kecamatan Lakarsantri, Kota Surabaya. Pendidikan formal pertama adalah Muhammadiyah 2 Sepanjang, SMPN 16 Surabaya, dan SMAN 13 Surabaya. Setelah lulus, penulis diterima di Jurusan Teknik Mesin Program Studi D3 Teknik Mesin Produksi Kerjasama ITS-DISNAKERTRANSDUK Provinsi Jawa Timur dengan Nomor Registrasi Pokok (NRP) 2114039018.

Selama masa perkuliahan penulis pernah mengikuti beberapa kegiatan dan organisasi seperti menjadi staff Departemen Pengembangan Minat Bakat FORKOM M3NER-ITS periode 2015-2016, Staff Departemen Pengembangan Sumber daya Mahasiswa Lembaga Minat Bakat-ITS periode 2015-2016, Sekretaris Departemen Pengembangan Sumber daya Mahasiswa FORKOM M3NER-ITS periode 2016-2017, Koordinator Hall of Fame ITS Expo 2016, Pembinaan FMD (Fisik, Mental, dan Disiplin) oleh Marinir di Puslatpur Purboyo pada tahun 2014, GERIGI (Generasi Integralistik) ITS pada tahun 2014.